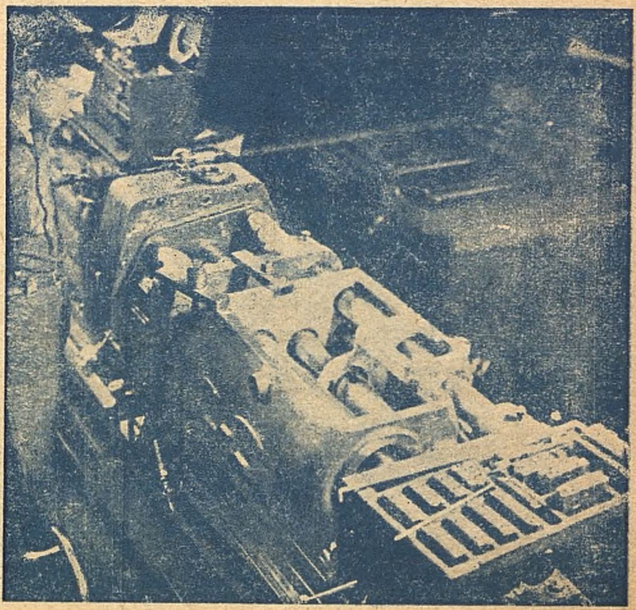
PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



Tokarka wielowrzecionowa

ENERGETYKA
KONSTRUKCJA
OBRÓBKA METALI
METALOZNAWSTWO

ORGAN CENTRALNEGO ZARZĄDU PRZEMYSŁU METALOWEGO
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Rok 1947 Zeszyt 10–12

Instytut Wydawniczy SIMP

PORADNIK TECHNICZNY

„MECHANIK"

TOM I

W NOWYM OPRACOWANIU POD REDAKCJĄ NACZELNĄ

INŻ.-MECH. A. T. TROSKOLAŃSKIEGO

W opracowaniu dzieła biorą udział: dr inż. J. Bonder, prof. inż. M. Broszko, inż. Z. Czerski, mgr Z. Gajewski, E. Hauptman, prof. dr inż. M. T. Huber, inż. G. Krakowiak, inż.-mech. J. Obalski, inż.-mech. K. Ochęduszko, inż. K. Osiński, inż. Wł. Pietraszewicz, dr inż. Z. Rauszer, inż.-mech. A. Richter, dr inż. J. Roliński, mgr phil. T. Skaliński, inż. T. Smoleński, prof. dr inż. B. Stefanowski, inż.-mech. H. Szymański, inż. St. Wolff, prof. K. Zieliński i inż.-mech. S. Żukowski.

SPIS TREŚCI

PRZEGLĄD MECHANICZNY

ORGAN CENTRALNEGO ZARZĄDU PRZEMYSŁU METALOWEGO i STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Rok VI. Łódź — Warszawa, Październik—Grudzień 1947 rok Zeszyt 10-12.

Pracę tę poświęcam pamięci ś. p. Stefana Bryły, Profesora Politechniki Warszawskiej, pioniera spawalnictwa w Polsce.

Obliczanie zmęczeniowe spawanych konstrukcji maszynowych

Prof. dr inż. W. MOSZYŃSKI

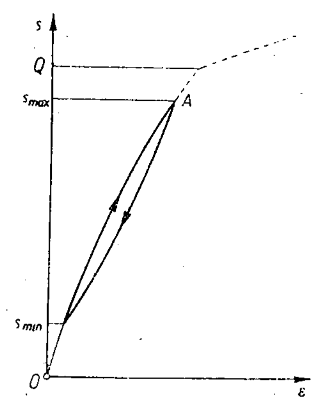
Uwagi wstępne o istocie zmęczenia występującego w przedmiotach metalowych. Badania doświadczalne nad rozkładem naprężeń w połączeniach spawanych. Podstawy doświadczalne zmęczeniowych obliczeń połączeń spawanych. Obliczanie zmęczeniowe połączeń spawanych. Przykłady obliczeń zmęczeniowych.

1. Uwagi wstępne.

W zeszycie 1-szym „Przeglądu Mechanicznego" z r. b. ukazał się artykuł podpisanego, p. t. „Obliczanie zmęczeniowe części maszynowych"; artykuł ten jest jak gdyby próbą pewnej syntezy wyników licznych badań, dokonanych w tej dziedzinie przez różnych badaczy na przestrzeni kilkunastu ostatnich lat. W końcowym ustępie tego artykułu zaznaczono, iż obliczenia zmęczeniowe znalazły m. in. szerokie zastosowanie w dziedzinie połączeń spawanych konstrukcji maszynowych, lecz że stanowi to zagadnienie odrębne. Tym samym jak gdyby zapewniono, iż w niedalekiej przyszłości ukaże się dalszy ciąg owego pierwszego artykułu ogólnego, obejmujący szczególny, niezwykle ważdujące do ścisłości, uzasadnienie.

W owym pierwszym artykule pominięto całkowicie, aby nie powiększać i tak dużych jego ram, omówienie istoty zmęczenia, występującego w przedmiotach metalowych, poddanych obciążeniom zmiennym. Uważano, iż rzeczy te są dostatecznie znane i przypominanie ich jest zbędne. Ponieważ jednak czyniono z tego powodu pewne zarzuty, poniżej w paru zdaniach dotkniemy tego zagadnienia, podając jego naprostsze, nie pretendujące do ścisłości, uzasadnienie.

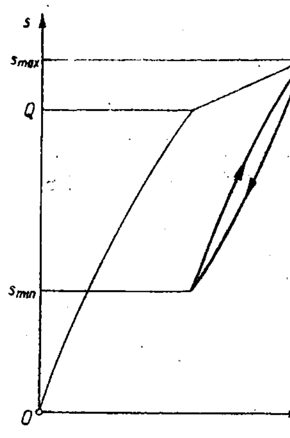
a. Prawo *Hooke'a* o proporcjonalności zachodzącej między naprężeniami i wydłużeniami, występującymi w metalach, nie jest ścisłe nie tylko w odniesieniu do żeliwa, które całkowicie odeń odbiega, ale i do innych metali. Dokładne pomiary wydłużeń, odpowiadających naprężeniom, pozostającym w granicach sprężystości, pozwoliły stwierdzić łagodną krzywiznę linii wykresowej, zwróconej wypukłością w kierunku osi naprężeń, jeżeli linia ta wykreślona została przy rosnących naprężeniach i wydłużeniach, jak to nieco przesadnie pokazano na rys. 1. Jeżeli, osiągnąwszy punkt *A* wykresu, zaczęlibyśmy naprężenia zmniejszać, uzyskalibyśmy odmienny od poprzedniego przebieg odpowiadające temu linii wykresu; byłaby ona zwrócona swą wklęsłością ku osi naprężeń i wraz z porzednią utworzyłaby wąską pętlę. Jest to wynikiem histerezy odkształceniowej materiału, w które istotę wchodzić tu nie będziemy. Jeżeli naprężenia ustawicznie zmieniają się między dwiema wartościami granicznymi s_{min} i s_{max}, dowolnej



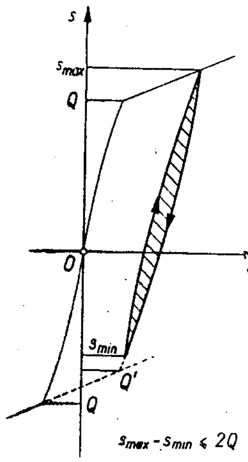
Rys. 1.

wielkości i kierunku, pozostającymi jednak w granicach sprężystości punkt, określający zależność $s = f\ (\Delta l)$ opisywać będzie niezwykle wąską, zamkniętą pętlę w kierunku wskazówki zegara. Powierzchnia tej pętli będzie miarą straty energii odpowiadającej jednemu okresowi zmian naprężeń i zamienianej w ciepło, wytwarzane wewnątrz materiału i rozpraszane na zewnątrz. Wraz ze wzrostem różnicy $s_{max} - s_{min}$ powierzchnia pętli rośnie b. szybko; to właśnie tłomaczy, iż niewielkie nawet zwiększenie naprężeń może b. znacznie obniżyć ilość okresów obciążeń, jaką dany przedmiot może przenieść, zanim nastąpiłoby jego zmęczeniowe zniszczenie. Gdyby jedno z naprężeń granicznych przekroczyło granicę płynności Q, lecz różnica $s_{max} - s_{min}$ była mniejsza od $2Q$, to wów-

czas przekroczenie owej granicy wywołałoby wprawdzie znaczniejsze odkształcenie, przesuwając pętlę wzdłuż osi odkształceń, jednak kształt i wymiary pętli wykresowe: pozostałyby m. w. takie same, jak wówczas, gdyby, przy tej samej wartości różnicy $s_{max} - s_{min}$ granica płynności nie była przekroczona (rys. 2)[1]).

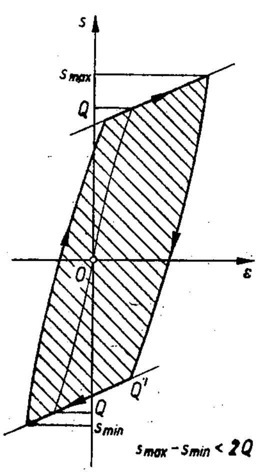


Rys. 2.



Rys. 3.

Jeżeli jednak różnica ta $s_{max} - s_{min}$ byłaby większa od 2Q, wówczas pętla uległaby znacznemu rozszerzeniu, ilość traconej energii na jeden okres wzrosłaby bardzo znacznie i zniszczenie zmęczeniowe przedmiotu nastąpiłoby po bardzo niedużej ilości okresów obciążeń. W każdym bowiem przypadku przekroczenie granicy płynności przesuwa jednocześnie w tym samym kierunku pobliską granicę sprężystości, jak i przeciwległą granicę płynności Q', odpowiada:ącą naprężeniom przeciwnego znaku. Jeżeli więc różnica $s_{max} - s_{min}$ jest mnie:sza od 2Q, druga przesunięta granica płynności Q' nie jest przekraczana (rys. 3); jeżeli zaś $s_{max} - s_{min}$ jest większa od 2Q, obie granice płynności Q i Q' są ustawicznie przesuwane i przekraczane, jak to obrazowo przedstawiono na rys. 4;

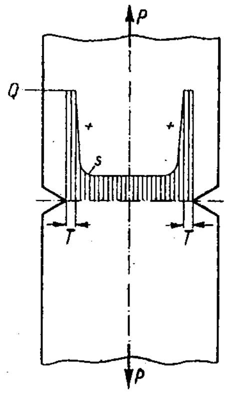


Rys. 4.

1) Dla prostoty rozumowania, tu i na rys. 3, zastępujemy linię wykresu powyżej punktu Q przez prostą o znacznie łagodniejszym pochyleniu, niż jej odcinek między punktami O i Q.

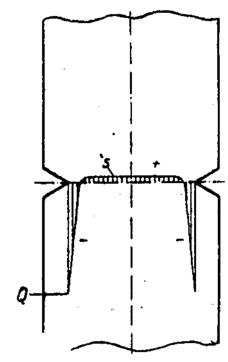
w tych warunkach zmęczenie materiału następu:e b. szybko.

b. Powyższe uwagi są ważne w każdym wypadku, a więc i w odniesieniu do m:e:scowych spiętrzeń naprężeń, wywołanych obecnością karbu. Na:bardziej ostry karb nie :est groźny w przypadku obciążeń stałych lub niewiele od n:ch odbiegających obciążeń tętniących; jedynym jego następstwem jest bowiem miejscowe odkształcenie trwałe, kładące kres wzrostowi naprężeń, nie mogących przekroczyć wartości, odpowiadających granicy płynności Q (rys. 5). Zważmy jednak, iż to odkształcenie mie:scowe sprawia, że w przedmiocie odciążonym zjawią się w tych samych miejscach naprężenia przeciwnego znaku, które mogą dojść do b. znacznych wartości (rys. 6). Nie potrzeba więc koniecznie dwustronnych zmian obciążeń, by zachodziło to, co przedstawiono na rys. 4, :eżeli karb wywołuje istotne b. duże spiętrzenia naprężeń w ograniczonym, przyległym obszarze. Samo przez się jest zrozumiałe, iż przy obustronnie zmiennych obciążen:ach z:awiska te zachodziłyby oczywiście tym jaskrawiej. Zmęczenie miejscowe wywołuje pierwsze powierzchniowe pęknięcia, biorące początek w jakichś nieuniknionych miejscowych osłabieniach materiału; jak rysy, ostre skaleczenia, niemetaliczne wtrącenia i t. d. Raz zapoczątkowane, pęknięcia te stają s:ę z kolei tym ostrzejszym karbem, wywołującym szybko dalsze pogłębianie się rysy, aż do nagłego, doraźnego zniszczenia materiału, z chwilą, gdy przekrój czynny zostanie dostatecznie zmnie:szony.



T-obszar odkształceń trwałych

Rys. 5.



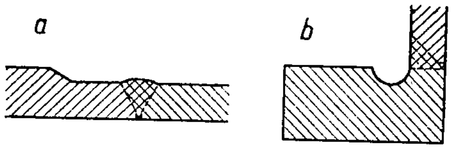
Rys. 6.

Tak oto można obrazowo uzasadnić zmęczenie materiału i przedstawić przebieg wywołanego przez to jego zniszczenia.

2. Naprężenia szczytowe w połączeniach spawanych.

a. Połączenia spawane są połączeniami o wybitnym działaniu karbu. Poza geometrycznym kształtem złącza w grę wchodzi tu nieciągłość wewnętrznej budowy materiału, ujmowana ogólnie nazwą *karbu wtopienia* spoiny. Bezsprzecznie kształt geometryczny ma najw:ększe znaczenie; stąd też spoiny czołowe, które ostatnio usiłuje się przemianować na spoiny rowkowe, są zmęczenio-

wo znacznie wytrzymalsze od spoin pachwinowych. Jest to uwarunkowane kształtem połączeń spawanych, w których spoiny te są stosowane — wykazującym znacznie większe nieciągłości w drugim wypadku — s p o i n p a c h w i n o w y c h, niż w pierwszym — s p o i n c z o ł o w y c h. Różnice



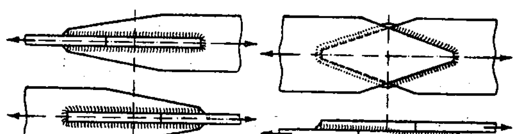
Rys. 7.

wytrzymałości ich przy obciążeniach stałych, na korzyść spoin czołowych, są wprawdzie również wyraźne, różnica ta jest jednak znacznie mniejsza, niż w przypadku obciążeń zmiennych. To samo stwierdzamy, porównywując spoiny czołowe zwykłe i podpawane; większa wytrzymałość ostatnich występuje właściwie dopiero przy obciążeniach zmiennych i jest uwarunkowana usunięciem drobnego ostrego karbu dna spoiny.

Jako zasadę przyjmuje się, iż nie należy zwiększać działania karbu przez dające się uniknąć nieciągłości kształtu; typowym tego przykładem jest sprowadzenie dwóch przedmiotów, łączonych spoiną czołową, o jednakowej grubości; parę przykładów tego widzimy na rys. 7.

b. W wypadku połączeń zakładkowych i pokrewnych (nakładkowych, wkładkowych wzdłużnych, wpustowych) ib. dobre wyniki daje stosowanie złączy zanikających, przedstawionych na rys. 8. Wszystko to ma na celu złagodzenie działania karbu i obniżenie naprężeń szczytowych. Naprężenia te są szczególnie wysokie we wzdłużnych spoinach pachwinowych w zwykłych połączeniach zakładkowych, zwłaszcza, gdy długość zakładki jest znaczna. Rozkład tych naprężeń może być dość łatwo obliczony, oczywiście w oparciu o jakieś określone założenia upraszczające.

Obliczmy go na postawie schematu przedstawionego na rys. 9, zakładając, iż obszar naprężeń stycznych obejmuje wyłącznie pas o niezmiennej szerokości u na całej długości złącza i pomijając występujące w tym obszarze naprężenia normalne [2]).



Rys. 8.

Przypuśćmy, iż moment sił obciążających złącze i starających się je obrócić, jest w dowolny sposób zrównoważony. Obierzmy, początek układu O w przekroju, w którym naprężenia rozciągające s'_0 i s''_0 w obydwóch złączonych prętach są równe i rozważmy dwa nieskończenie bliskie przekroje odległe o x i $x + dx$ od tego początku.

[2]) Czytelnik, nie interesujący się zagadnieniem rozkładu naprężeń w spoinie, może dalszą treść pr. 2 opuścić i przejść wprost do p. 3.

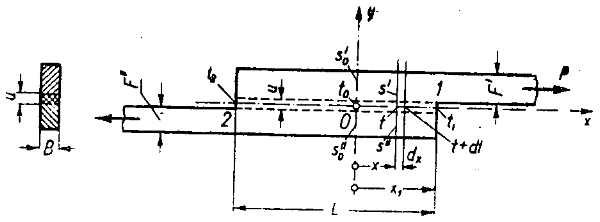
Występujące w nich naprężenia rozciągające będą:

$$s' = s'_0 + \frac{1}{F'} \int_0^x t . B . dx$$

$$s'' = s'_0 - \frac{1}{F''} \int_0^x t . B . dx; \qquad [1]$$

przyjmując oznaczenia podane na rys. 10 i oznaczając przez t zmienne naprężenie ścinające, występujące w obszarze u spoiny. Gdyby pręty były nieodkształcalne, naprężenia ścinające byłyby na całej jej długości niezmienne i wynosiły

$$t_{śr} = \frac{P}{B . L} = \frac{P}{F}$$



Rys. 9.

F' i F'' są przekrojami prętów w cm².

Jednak pręty wydłużają się i to niejednakowo, gdy naprężenia s' i s'' w nich występujące są sobie równe w jednym tylko przekroju O, są zaś różne we wszystkich innych poprzecznych przekrojach złącza. Odmienne naprężenia wywołują odmienne wydłużenia odpowiadających sobie odcinków dx obydwóch prętów, równe $\frac{s'}{E} dx$ i $\frac{s''}{E} dx$; różnica ich $\Delta dx = \frac{s' - s''}{E} dx$ musi wywołać przyrost dg odkształcenia postaciowego g i przyrost dt naprężeń ścinających, występujących w spoinie. Skoro przyjęliśmy, iż odkształcenie postaciowe $g = \frac{t}{G}$ ogranicza się do obszaru u spoiny, to $dg = \frac{\Delta dx}{u}$; możemy więc napisać $dt = G dg = \frac{G}{E . u} . (s' - s'') . dx = k (s' - s'') dx$,

skąd, po wprowadzeniu wartości s' i s'' wg zależności [1], znajdziemy

$$\frac{dt}{dx} = k (s' - s'') = kB \left(\frac{1}{F'} + \frac{1}{F''}\right) \int_0^x t . dx =$$

$$= l^2 \int_0^x t . dx,$$

a po zróżniczkowaniu: $\frac{d^2t}{dx^2} = l^2 . t,$

Równanie charakterystyczne $r^2 = l^2$ daje dwa pierwiastki rzeczywiste $r = \pm l$, skąd ogólne rozwiązanie przyjmie postać:
$t = A_1 e^{lx} + A_2 e^{-lx}$.

Ponieważ dla $x = o$, $s' = s''$ i

$$\frac{dt}{dx} = A_1 l \,.\, e^{lx} - A_2 l \,.\, e^{-lx} = A_1 l - A_2 l = 0,$$

więc $A_1 = A_2 = A$ i rozwiązanie uprości się

$$t = A\,(e^{lx} + e^{-lx}) = \quad . \quad . \quad . \quad [2]$$

Jest to równanie linii łańcuchowej.

Stałą A wyznaczymy, obliczając $s' - s'' = \frac{1}{k}\frac{dt}{dx} = \frac{Al}{k}(e^{lx} - e^{-lx})$, wiemy bowiem, iż dla $x = x_1$ mamy $s' = \frac{P}{F'}$ i $s'' = o$, czyli $\frac{P}{F'} = \frac{Al}{k}(e^{lx_1} - e^{-lx_1})$, a dla $x = x_1 - L$ mamy $s'' = \frac{P}{F''}$ i $s' = o$, czyli $-\frac{P}{F''} = \frac{Al}{k}\left[e^{l(x_1 - L)} - e^{-l(x_1 - L)}\right]$.

Wprowadzając $P = F \,.\, t_{śr}$, znajdziemy:

$$A = \frac{F.k}{F'.l} \cdot \frac{t_{śr}}{e^{lx_1} - e^{-lx_1}} = \frac{F.k}{F''.l} \cdot \frac{t_{śr}}{e^{-l(x_1-L)} - e^{l(x_1-L)}},$$

czyli

$$F'(e^{lx_1} - e^{-lx_1}) = F''\left[e^{-l(x_1-L)} - e^{l(x_1-L)}\right],$$

skąd

$$(F' + F'' e^{-lL})\, e^{lx_1} = (F' + F'' e^{lL})\, e^{-lx_1} \text{ i}$$

$$e^{2lx_1} = \frac{F' + F'' e^{lL}}{F' + F'' e^{-lL}} = m^2,$$

więc

$$e^{lx_1} = m \text{ i } x_1 = \frac{1}{l} \ln m.$$

Wprowadzając to do wyrażenia A znajdujemy ostatecznie

$$A = \frac{F.k}{F'.l} \cdot \frac{1}{m - \frac{1}{m}} \cdot t_{śr} = C \,.\, t_{śr} \quad . \quad . \quad . \quad [3]$$

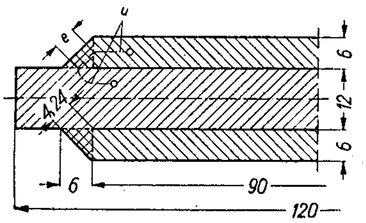
Podstawiając we wzorze [2] kolejno $x = o$, $x = x_1$ i $x = x_2$, znajdziemy:

$$t_0 = 2A = C_0\, t_{śr}, \quad t_1 = A\left(m + \frac{1}{m}\right) = C_1 \,.\, t_{śr}$$

$$\text{i } t_2 = A\left(m \,.\, e^{lL} + \frac{1}{m} \,.\, e^{lL}\right) = C_2\, t_{śr} \quad [4]$$

jako najmniejszą wartość naprężenia ścinającego w punkcie O, oraz jego wartości szczytowe na obydwóch krańcach spoiny.

Łatwo sprawdzić, iż dla $F' = F''$ będzie $x_1 = \frac{L}{2}$ i $t_1 = t_2 = A\left(m + \frac{1}{m}\right)$, co wynika też bezpośrednio z racji symetrii układu. Jeżeli $F' > F''$, to wówczas $t_1 < t_2$ i przeciwnie, dla $F' < F''$ będzie $t_1 > t_2$.



Rys. 10.

c. Przejdźmy teraz do schematu z rys. 9 do złącza nakładkowego dwustronnego, którego połowę przekroju poprzecznego przedstawia rys 10. Podane na nim wymiary odpowiadają ściśle wymiarom próbek, na których *prof. dr V. Poniż*, wraz z *prof. dr St. Bryłą* przeprowadzili na Politechnice Lwowskiej w r. 1932 — 33 obszerne badania rozkładu naprężeń ścinających we wzdłużnych spoinach pachwinowych. Umożliwi to nam porównanie wyników obliczeń i doświadczeń. Zaznaczamy jednak, iż jako rozwiązanie konstrukcyjne, złącze z rys. 11 jest nieprawidłowe, gdyż wytrzymałość nakładek jest o wiele niższa od wytrzymałości łączonych nimi pasów. Długość L badanych spoin wynosiła 2, 6, 12, 20 i 25 cm. Łączna szerokość spoiny wynosi

$$B = 4 \,.\, a = 4.0{,}42 \approx 1{,}7 \text{ cm.}$$

Uwzględniając, iż odkształcenia postaciowe przenikają w obszar pasów i nakładek, przyjmijmy intuicyjnie $u = 4e = 4a = B \approx 1{,}7$ *cm*. Porównanie wyników obliczeń i doświadczeń pozwoli ocenić, czy założenie to było trafne. Mielibyśmy dla próbek stalowych:

$$k = \frac{G}{E.u} = \frac{810000}{2100000 \,.\, 1{,}7} = 0{,}227 \text{ cm}^{-1},$$

$$l = \sqrt{k \,.\, B \,.\, \left(\frac{1}{F'} + \frac{1}{F''}\right)} =$$

$$= \sqrt{0{,}227 \,.\, 1{,}7\left(\frac{1}{10{,}8} + \frac{1}{14{,}4}\right)} = 0{,}25 \text{ cm}^{-1}$$

gdyż $F' = 2 \,.\, g_n \,.\, B_n = 2 \,.\, 0{,}6 \,.\, 9 = 10{,}8$ cm² i $F'' = g_p \,.\, B_p = 1{,}2 \,.\, 12 = 14{,}4$ cm². Dalsze wyniki obliczeń ujęte są w tablicę (tabl. 1). Celem ich jest wyznaczenie spółczynników C_0, C_1 i C_2 odciążenia spoiny w przekroju O i przeciążenia jej na krańcach 1 i 2. Jak widać z tabl. 1, porównanie wyników obliczeniowych i doświadczalnych wskazuje, iż przy spoinach krótkich obliczenie daje przeciążenia mniejsze, niż doświadczenie i że przeciwnie, przeciążenia obliczone przy spoinach długich są większe, od stwierdzonych do-

świadczalnie [3]), rozbieżności te najlepiej jest widać z wykresu, przedstawionego na rys. 11. Wprawdzie wyniki doświadczeń mogą budzić pewne wątpliwości, jeżeli uwzględnić zatrzymanie wzrostu spółczynników C_1 i C_2 przy przejściu od długości $L = 120$ do $L = 200$ mm (C_2 nawet maleje). Jednak wydaje się być pewne, iż przyjęcie niezmiennego u na całej długości spoiny nie jest właściwe i że niezawodnie należałoby przyjąć je większe w obszarach spiętrzenia naprężeń ścinających, przez co i spiętrzenie to byłoby mniejsze. Rozbieżności między wynikami obliczeń i doświadczeń, odnoszącymi się do b. krótkich spoin można tłomaczyć nierównomiernym rozkładem naprężeń rozciągających w poprzecznych przekrojach nakładek; stąd różnice $s' - s''$ naprężeń dla obszarów przyległych spoinie wypadają większe od obliczonych, to zaś zwiększa spiętrzenia naprężeń ścinających na krańcach spoiny.

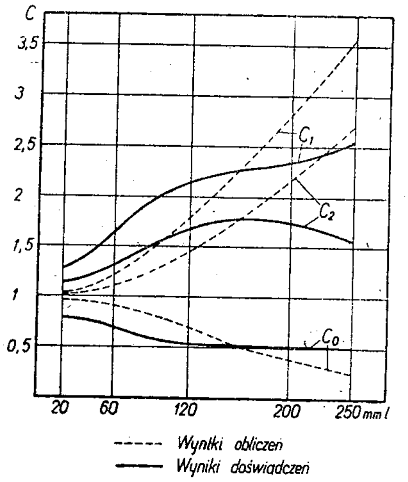
W każdym razie wyniki obliczeniowe i doświadczalne są zupełnie zgodne dla długości spoin $L \approx 160$ mm; odpowiada ona stosunkom jej do szerokości nakładki i pasa wynoszącym

$$\frac{L}{B_n} = \frac{160}{90} \approx 1,8 \text{ i } \frac{L}{B_p} \approx \frac{160}{120} 1,3$$

najczęściej spotykanym w podobnych złączach.

Przy prawidłowiej dobranych przekrojach F' i F'' nakładek i pasa znalezione tu wartości spół-

[3]) Pomiary robione były przeważnie w pięciu miejscach na długości spoiny przy obciążeniach dających $t_{sr} = 100 \div 900$ kG/cm² ($\div$ 500 kG/cm² w przypadku spoin długich.



Rys. 11.

Tablica 1.

Długość spoiny L cm	2	6	12	20	25
Przekrój spoiny F cm²	3,39	10,17	20,34	33,9	42,4
$\frac{F \cdot k}{F' l} = \frac{0,227 \, F}{10,8 \cdot 0,25} = 0,0841 \, F$	0,285	0,855	1,71	2,85	3,56
$l L = 0,25 \, L$	0,5	1,5	3,0	5,0	6,25
e^{lL}	1,65	4,48	20,1	148	518,0
$m = \sqrt{\frac{10,8 + 14,4 \cdot e^{lL}}{10,8 + 14,4 \cdot e^{-lL}}}$	1,330	2,319	5,11	14,25	26,28
$m - \frac{1}{m}$	0,557	1,887	4,914	14,18	26,24
$m + \frac{1}{m}$	2,083	2,751	5,306	14,32	26,32
$m e^{-lL} + \frac{1}{m} e^{lL}$	2,047	2,451	4,184	10,49	19,77
C_0 obliczone	0,988	0,906	0,695	0,402	0,271
C_0 wg doświadczeń *	0,8	0,69	0,55	0,52	0,49
C_1 obliczone	1,030	1,246	1,845	2,878	3,590
C_1 wg doświadczeń *	1,3	1,65	2,13	2,32	2,59
C_2 obliczone	1,012	1,110	1,455	2,108	2,682
C_2 wg doświadczeń *	1,13	1,32	1,70	1,72	1,53
* Wyniki doświadczeń Ponjż – Bryła dla t_{sr} kG/cm²	100 $\div$ 900			100 $\div$ 500	

czynników $C_1 \approx 2{,}3$ i $C_2 \approx 1{,}75$ wyrównałyby się mniej więcej i wynosiłyby około 2.

Z nadwyżkami dwukrotnymi naprężeń, występującymi w podobnych wypadkach, zawsze musimy się więc liczyć, przy czym przyjmowanie długości spoin L przekraczających 1,5 B_n należy uważać za niecelowe, zwłaszcza, iż długość $L = 1{,}5\ B_n$ jest zupełnie wystarczająca. Przyjmując bowiem tę długość i pełną grubość spoiny $a \approx 0{,}7\ g_n$, znaleźlibyśmy łączny ścinany przekrój spoiny $F = 4\ La \approx 4{,}2 B_n \cdot g_n$, podczas gdy przekrój nakładek wynosi $F_n = 2B_n\ g_n$. Z równości

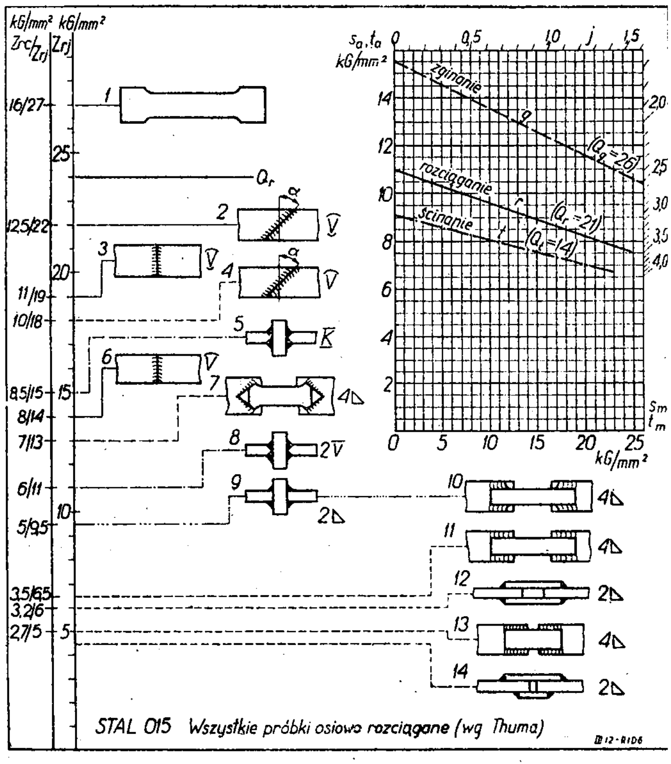
$$P = F \cdot t = F_n \cdot s \text{ wynika}$$

$$t = \frac{F_n}{F} \cdot s \approx 0{,}48\ s,$$

a ten stosunek dopuszczalnych naprężeń t w spoinie i s w nakładkach jest dopuszczalny.

3. Podstawy doświadczalne zmęczeniowych obliczeń połączeń spawanych.

a. Podstawy dla praktycznych obliczeń zmęczeniowych w wypadku połączeń spawanych wysnuć można jedynie z wyników doświadczeń. Wśród wielu odnośnych badań na czoło wysuwają się prace *Thuma*; wyniki ich zostały ujęte w niezwykle przejrzystą tablicę, przedstawioną na rys. 12. Dotyczy ona badań nad zmęczeniową wytrzymałości wzorcowych próbek, odtwarzających najrozmaitsze połączenia spawane, stosowane w praktyce, lub wprowadzone jedynie dla celów porównawczych. Tablica podaje wytrzymałość zmęczeniową Z_{rj} kG/mm^2 przy obciążeniach rozciągających jednostronnych, tętniących, zmieniających się między zerem i maximum, oraz Z_{rc} kG/mm^2 przy obciążeniach dwustronnych, zmieniających się między $\pm$ (*max*), odnosząc ich wartości liczbowe do naprężeń nominalnych, występujących w poprzecznych przekrojach próbek. Wszystkie próbki wykonane były z miękkiej stali węglowej 015 i starannie spawane elektrodami bez otuliny. W tablicy próbki te zaszeregowane zostały wg znalezionych dla nich wartości Z_{jr}; są to: 1. gładka próbka pełna, bez spoiny, wprowadzona w celach porównawczych, 2. próbka łączona stykowo skośną czołową spoiną *V* podpawaną, 3. próbka łączona poprzeczną spoiną czołową *V* podpawaną, 4. próbka łączona skośną spoiną czołową *V* niepodpawaną, 5. próbka tworząca złącze z wkładką poprzeczną o spoinach *K*, 6. próbka łączona poprzeczną spoiną czołową *V* niepodpawaną, 7. próbka o dwustronnych nakładkach zanikających i o odciążonych kraterach na końcach spoin, 8. próbka tworząca złącze z wkładką poprzeczną o spoinach dwustronnych ½ *V*, 9. próbka jak wyżej o spoinach dwustronnych pachwinowych, 10. próbka o długich nakładkach i o wzdłużnych spoinach pachwinowych, których kratery od strony bliższej środka złącza zostały usunięte (sfrezowane), 11. próbka, jak wyżej, lecz z pozostawieniem kraterów spoin, 12. próbka o nakładkach średniej długości i poprzecznych spoinach pachwinowych, 13. próbka o krótkich nakładkach i wzdłużnych spoinach pachwinowych, 14. próbka o dwóch nakładkach różnej długości i poprzecznych spoinach pachwinowych. Ostatnia próbka posiada wyraźnie charakter próbki doświadczalnej, wprowadzonej dla celów porównawczych. To samo dotyczy próbek oznaczonych numerami 7 i 10.



Rys. 12.

Tablica nietylko przedstawia w sposób poglądowy wzajemne ustosunkowanie się wytrzymałości poszczególnych grup spoin, ale i stopniowanie wytrzymałości poszczególnych odmiennych rozwiązań wewnątrz tych grup. Ogólnie więc połączenia spawane uszeregować możemy wg malejącej wytrzymałości, jak następuje: połączenia stykowe, dokonane przy pomocy spoin czołowych — połączenia wkładkowe poprzeczne — połączenia nakładkowe. W pierwszej grupie spoiny podpawane przewyższają wytrzymałością spoiny zwykłe (niepodpawane), oraz skośne spoiny przewyższają spoiny poprzeczne. W drugiej grupie spoina *K* wykazuje najwyższą, a spoina *2L* najniższą wytrzymałość. W trzeciej grupie na czoło wysuwają się próbki doświadczalne o zanikających, odciążonych nakładkach. Pozostałe próbki wykazują korzyści stosowania — w wypadku spoin wzdłużnych — nakładek długich zamiast krótkich.

b. W górnym prawym rogu tablicy podano leżący wykres zmęczeniowy próbki wzorcowej, oznaczonej numerem 3, przyjętej jako podstawa obliczeniowa wytrzymałości zmęczeniowej wszystkich pozostałych próbek. Wykres obejmuje trzy linie, odpowiadające: 1. rozciąganiu, 2. zginaniu i 3. ścinaniu próbki w płaszczyźnie spoiny.

Powyższe wyniki badań *Thuma* stały się punktem wyjściowym wielu prób praktycznego rozwiązania sprawy zmęczeniowych obliczeń połączeń spawanych. Wśród nich na pierwszym miej-

scu wymienić należy prace *Bobeka* i *Hänchena*, na których częściowo oparliśmy się w niżej podanym opracowaniu tych obliczeń. Staraliśmy się jednak w ogólnym zarysie utrzymać ogólny bieg myśli na linii naszych rozważań, rozwiniętych w poprzednim, wymienionym na wstępie artykule.

4. Obliczanie zmęczeniowe połączeń spawanych.

a. Stojąc na gruncie określonej postaci spoiny, możemy wyznaczyć spółczynnik postaci spoiny b_s, w istocie swej podobny do spółczynnika działania karbu b_k, poznanego w poprzednim artykule. Sam spółczynnik b_k, jako taki, nie będzie tu wchodził w grę; w żadnym wypadku bowiem nie dopuszczamy w połączeniach spawanych większej nieciągłości kształtu, niż to wynika z natury budowy spoiny. A więc np. grubszy przedmiot ścienia się do wymiaru cieńszego, stykowo łączonego z nim przedmiotu, jak to widzieliśmy na rys. 7a. Podobnie nie będzie wchodził do obliczeń spółczynnik stanu powierzchni b_p, gdyż stan ten zawsze przyjmować będziemy jednakowy, t. j. surowy, odpowiadający powierzchni spoiny. Spółczynnik b_s przyjmujemy równy 1 dla spoiny czołowej *V* podpawanej, obranej jako wzorcowa spoina obliczeniowa. W porównaniu z nią inne spoiny otrzymują tym wyższe wartości spółczynnika b_s, im niższą jest ich wytrzymałość zmęczeniowa.

b. Spółczynnik wielkości przekroju spoiny g_z nie będzie odgrywał większej roli. Można byłoby albo wogóle go pominąć, tzn. przyjmować go stale równym jedności, albo też, jedynie w odniesieniu do spoin pachwinowych, uwzględnić, iż spoiny o mniejszej grubości wykazują nieco wyższą wytrzymałość, niż spoiny grube. Założenie to, związane ze stosunkowo głębszym wtopieniem cienkich spoin pachwinowych w porównaniu ze spoinami grubymi, stało się podstawą zróżniczkowania dopuszczalnych naprężeń ścinających w dotychczasowych przepisach budowlanych. W nowym projekcie odnośnej normy różnice te zacierają się i są ujęte bardziej ogólnikowo. Sądzimy, iż czynnik grubości spoiny w przypadku obciążeń zmęczeniowych odgrywa większą rolę, niż w konstrukcjach budowlanych, w których występują obciążenia stałe lub niemal stałe. Toteż w dalszych obliczeniach wprowadzimy dla spoin pachwinowych spółczynnik grubości g_z, którego orientacyjne wartości obliczono na podstawie wartości dopuszczalnych naprężeń ścinających, podanych w dotychczasowych przepisach obliczania konstrukcji spawanych. Ze względu jednak na niewielkie znaczenie tego spółczynnika g_z, można byłoby, dla prostoty obliczeń, przyjąć go nawet i dla spoin pachwinowych również niezmiennie równy jedności, zwiększając tym samym pewność obliczeń w wypadku spoin cienkich. W odniesieniu do spoin czołowych, w braku jakichkolwiek pewniejszych danych, przyjmować będziemy zawsze $g_z = 1$.

c. Wchodzi tu natomiast nowy spółczynnik poprawności spoiny *h*, który przyjmuje się równy jedności w wypadku spoin mocnych, wykonanych b. starannie przez dobrych spawaczy (1-szej klasy), oraz równy 2 w wypadku spoin zwykłych, wykonanych mniej starannie, lub przez mniej pewnych, np. początkujących spawaczy (2-ej klasy). Nie byłoby rzeczą niemożliwą przyjmować w pewnych wypadkach pośrednią wartość $h=1{,}5$, gdyby to było uzasadnione przez wymagania wytrzymałościowe, stawiane złączu; odnosiłoby się to np. do spoin wykonywanych przez spawaczy 1-szej klasy, gdy wielka staranność nie jest konieczna, albo przez spawaczy 2-ej klasy przy wyjątkowo starannym wykonaniu przez nich spoiny.

d. Poza tym w grę może wejść spółczynnik wytrzymałości materiału *k* wynikający stąd, iż posługiwać się będziemy wykresem zmęczeniowym złącza wzorcowego, wykonanego ze stali 015, dla której przyjmiemy $k=1$; dla stali bardziej wytrzymałej *k* będzie mniejsze od jedności. Spółczynnik *k* objąć może również wpływ stosowania drutów spawalniczych w otulinach, zwiekszających wytrzymałość spoiny; jak wiemy, wykres z rys. 12 odpowiada próbkom spawanym przy pomocy gołych drutów. Brak dostatecznie pewnych danych nie pozwala na podanie odpowiadającego temu zmniejszenia wartości spółczynnika *k*.

e. Pozatym uwzględnić jeszcze musimy, podobnie jak w poprzednim artykule, rzeczywisty spółczynnik bezpieczeństwa *p* (pewności), ujmujący nieuniknione niedokładności przy obliczeniu obciążeń rozpatrywanego złącza.

Ostateczny obliczeniowy spółczynnik bezpieczeństwa wyniesie

$$x_z = b_s \cdot g_z \cdot h \cdot k \cdot p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [5]$$

f. Przebieg obliczeń byłby następujący.

Stojąc na gruncie określonej postaci połączenia i spoiny, oraz warunków jej obciążenia (rozciąganie, zginanie, czy ścinanie), jej grubość i wytrzymałości (mocna, czy zwykła), oraz określonego materiału złącza i spoiny, możemy wyznaczyć, na podstawie tabl. 2, spółczynnik b_s spoiny, spółczynnik g_z grubości spoiny, i spółczynnik *k* wytrzymałości materiału, oraz obrać spółczynnik *h* poprawności spoiny. Spółczynnik *p* pewności określamy na wyczucie; zwykle wynosi on $2 \div 2{,}5$, może być jednak niższy lub wyższy zależnie od tego, jak daleko obciążenia nominalne, wprowadzane do obliczeń odbiegają od prawdopodobnych obciążeń szczytowych, w wyniku nie dających się rachunkowo ująć nadwyżek dynamicznych lub innych. Wszystkie te wielkości, wprowadzone do zależności [5], pozwalają określić obliczeniowy spółczynnik bezpieczeństwa x_z.

g. Załóżmy, iż rozpatrywane złącze poddane jest obciążeniu $P=P_m \pm P_a$ *kG*, lub $M=M_m \pm M_a$ *kG cm*, zginającemu lub skręcającemu, gdzie P_m lub M_m są obciążeniem średnim, a P_a lub M_a obciążeniem uchyleniowym (amplitudą ich wahań).

Stosunek $j_n = \dfrac{P_m}{P_a}$ lub $\dfrac{M_m}{M_a}$ jest nominalnym spółczynnikiem stanu obciążenia; będzie on równy stosunkowi nominalnych naprężeń $\dfrac{s_m}{s_{na}}$ lub $\dfrac{t_m}{t_{na}}$,

Tabl. 2. Wartości orientacyjne spółczynników: b_s postaci spoiny, g_z - grubości spoiny (pachwinowej) i k - wytrzymałości materiału.

1. Wartości orientacyjne spółczynnika b_s postaci spoiny.

L. p.	Połączenie	SPOINA rodzaj	kierunek	postać	Nr. próbki wg. s. 13	Uwagi dotyczące spoiny	b_s rozciąganie i ściskanie	zginanie	ścinanie
1	Stykowe proste	czołowa	skośna (~45°)	V ½V X K	2	V i V - podpawane	0,9	0,9	0,9
2	„	„	poprzeczna	„	3	„	1	1	1
3	„	„	skośna (~45°)	V ½V	4		1,1	1,3	1,1
4	„	„	„ „	2V 2V	—		1,1	1 ÷ 1,2	1,1
5	„	„	poprzeczna	V ½V	6		1,4	1,6	1,4
6	„	„	„	2V 2½V	—		1,4 ÷ 1,7 [1])	1,2 ÷ 1,4 [1])	1,4 ÷ 1,7 [1])
7	Krzyżowe lub	czołowa	—	K	—		1,1	0,9	1,1
8	teowe – proste	„	—	2V	—		1,2 ÷ 1,4 [1])	1 ÷ 1,2 [1])	1,2 ÷ 1,4 [1])
9	„ „	„	—	V K	5		1,3	1,2	1,3
10	„ „	„	—	2 V	8		1,6 ÷ 1,8 [1])	1,2 ÷ 1,4 [1])	1,6 ÷ 1,8 [1])
11	„ „	pachwinowa	—	2 ◺	—		2	1,1	1,7
12	„ „	„	—	2 ◺	9		2,5	1,3	2,1
13	„ „	„	—	1 ◺	—		3,2	5	2,7
14	Nakładkowe proste	pachwinowa	skośna wzdłużna	4 ◺	7	nakładki zanikające	1,5		
15	„	„	„	„	10	kratery końcowe usunięte	2		
16	„	„	„	„	11	.	3 [2])	3 [2])	2,5 [2])
17	„	„	poprzeczna	2 ◺	12		3,2 [2])	3 [2])	2,7 [2])
18	„	„	poprzeczna i wzdłużna	6 ◺	—		3,2 [2])	3 [3])	2,7 [2])

[1]) Zależnie od rozsunięcia spoin. [2]) W wypadku spoin zakładkowych lub nakładkowych jednostronnych — zwiększyć ~ 1,5 razy.

2. Wartości orientacyjne spółczynnika g_z grubości spoiny (pachwinowej) [1])

Grubość spoiny a	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,2	1,4 cm
g_z	0,8	0,84	0,87	0,9	0,94	1	1,07	1,12

[1]) Dla spoin czołowych $g_z = 1$ dla wszelkich grubości a.

3. Wartości spółczynników k wytrzymałości materiału.

Materiał	Rozciąganie	Zginanie	Ścinanie	Przeciętnie
Stal 010	1,09	1,06	1,05	1,07
„ 015	1	1	1	1
„ 025	0,89	0,9	0,91	0,9
„ 035	0,67	0,71	0,72	0,7

wywołanych w spoinie przez te obciążenia, przy czym zależnie od warunków obciążenia, mielibyśmy

$$s_m = \frac{P_m}{F} \text{ lub } \frac{M_m}{W_x}, \text{ albo}$$

$$t_m = \frac{P_m}{F} \text{ lub } \frac{M_m}{W_o}, \text{ oraz } s_{na} = \frac{P_a}{F} \text{ lub } \frac{M_a}{W_x}$$

$$\text{albo } t_{na} = \frac{P_a}{F} = \frac{M_a}{W_o} \quad \ldots \quad [6]$$

jeżeli przez F oznaczymy przekrój rozważanego złącza, a przez W_x i W_o jego wskaźniki przy zginan'u i skręcaniu. Odchyleniowe naprężenie obliczeniowe s_a lub t_a będzie większe od nominalnego $1{,}1x_z$ razy [4]), a więc **obliczeniowy spółczynnik stałości obciążenia** wyniesie

$$j = \frac{s_m}{s_a} = \frac{s_m}{1{,}1x_z . s_a} = \frac{P_m}{1{,}1x_z . P_a}$$

$$\text{lub } \frac{M_m}{1{,}1x_z M_a} = \frac{j_n}{1{,}1x_z} \quad \ldots \quad [7]$$

[4]) Spółczynnik 1,1 pochodzi, jak wiemy z poprzedniego artykułu, stąd, iż wykres zmęczeniowy zazwyczaj buduje się dla średniej wartości dopuszczalnych naprężeń obliczeniowych, podczas gdy obliczenia wytrzymałościowe opieramy na ≅ 1,1 razy mniejszych od nich ich wartościach najniższych.

Opierając się na wykresie z rys. 13, przeciągamy linię przechodzącą przez początek O układu, oraz przez odpowiedni punkt podziałki j (najlepiej jest linię tę mieć narysowaną na kawałku przezroczystej kalki); linia ta przetnie odnośną linię wykresu (linię rozciągania, zginania lub ścinania) w punkcie, którego współrzędne wyznaczą s_m i s_a, lub t_m i t_a. Nominalne naprężenia dopuszczalne wyniosłyby

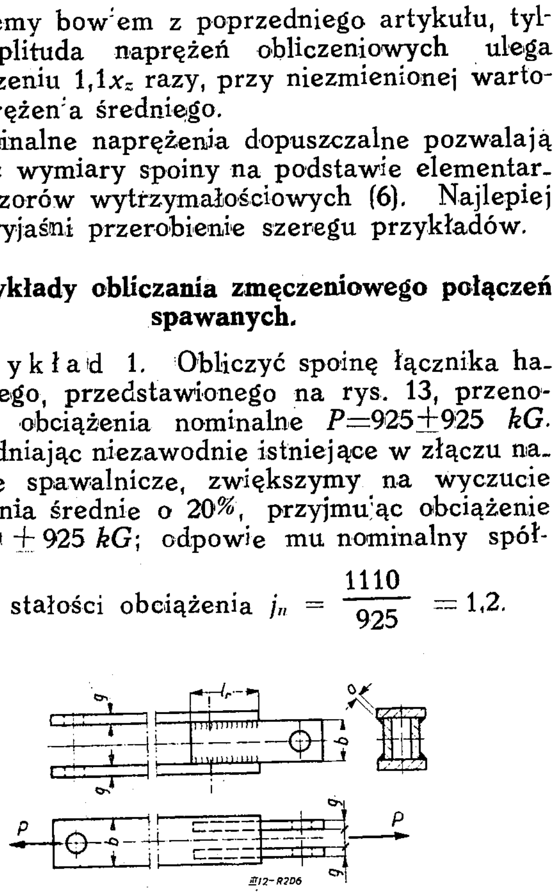
$$s_m \text{ i } s_{na} = \frac{s_a}{1{,}1x_z}, \text{ lub } t_m \text{ i } t_{na} = \frac{t_a}{1{,}1x_z} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [8]$$

Jak wiemy bowiem z poprzedniego artykułu, tylko amplituda naprężeń obliczeniowych ulega zmniejszeniu $1{,}1x_z$ razy, przy niezmienionej wartości naprężenia średniego.

Nominalne naprężenia dopuszczalne pozwalają obliczyć wymiary spoiny na podstawie elementarnych wzorów wytrzymałościowych (6). Najlepiej rzecz wyjaśni przerobienie szeregu przykładów.

5. Przykłady obliczania zmęczeniowego połączeń spawanych.

Przykład 1. Obliczyć spoinę łącznika hamulcowego, przedstawionego na rys. 13, przenoszącego obciążenia nominalne $P = 925 \pm 925$ *kG*. Uwzględniając niezawodnie istniejące w złączu naprężenie spawalnicze, zwiększymy na wyczucie naprężenia średnie o 20%, przyjmując obciążenie $P = 1110 \pm 925$ *kG*; odpowie mu nominalny spółczynnik stałości obciążenia $j_n = \frac{1110}{925} = 1{,}2$.



Rys. 13.

Dla ścinanej wzdłużnej spoiny pachwinowej znajdziemy wg tabl. 2 (Lp16) $b_s = 2{,}5$. Poza tym, licząc, iż łącznik, wykonany jest ze stali 015 i że grubość spoiny wyniesie $a \approx 0{,}4$ cm, oraz że będzie to spoina zwykła, przyjmiemy $k = 1$, $g_z = 0{,}8$ i $h = 2$. Rzeczywisty spółczynnik bezpieczeństwa przyjmijmy dość wysoki, licząc na duże nadwyżki obciążeń, a więc np. $p = 2{,}5$. Stąd obliczeniowy spółczynnik bezpieczeństwa, zgodnie z [5], będzie $x_z = 2{,}5\,0\,8 \,.\, 2 \,.\, 1 \,.\, 2\,5 = 10$, i obliczeniwy spółczynnik stałości obciążenia, zgodnie z [7], będzie

$$j = \frac{1{,}2}{1{,}1 \,.\, 10} \approx 0{,}11.$$

Z wykresu z rys. 12 znajdziemy dla tej wartości j, wg linii 3, $t_a \approx 900$ kG/cm², skąd, wg [8] i [6]:

$$t_{na} = \frac{900}{1{,}1 \,.\, 10} = 82 \text{ kG/cm}^2 \text{ i } F = 4l \,.\, a = \frac{P_a}{t_{na}},$$

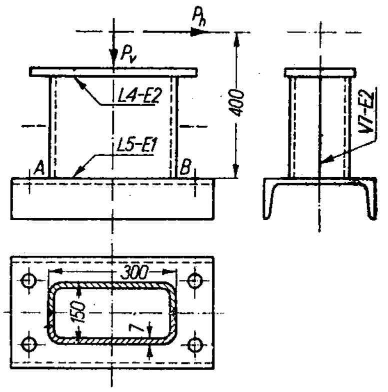
więc czynna długość każdej z czterech spoin

$$l = \frac{P_a}{4 \,.\, a \,.\, t_{na}} = \frac{925}{4 \,.\, 0{,}4 \,.\, 82} = 7{,}1 \text{ cm},$$

łącznie zaś z kraterami końcowymi, zwiększającymi ją o 2 . 1,5a,

$$l_r = 1 + 3a = 7{,}1 + 3 \,.\, 0{,}4 = 8{,}3 \approx 9 \text{ cm}.$$

Należy zwrócić uwagę, iż, mimo że $j_n = 1{,}2$, obliczeniowa wartość j jest bardzo mała i że, nawet przy tętniących obciążeniach złącza, naprężenia dopuszczalne określamy wg wykresu zmęczeniowego, jak gdyby dla obciążeń obustronnie zmiennych. Stwierdzamy to we wszystkich wypadkach ostrego karbu, a więc i w połączeniach spawanych, zwłaszcza mających spoiny pachwinowe.



Rys. 14.

Przykład 2. Sprawdzić wytrzymałość dolnej spoiny AB kozła łożyskowego, przedstawionego na rys. 14, wykonanego ze stali 015, obciążonego siłą pionową $P_v = 800$ kG i poziomą $P_h = 2000 \pm 1500$ kG. Wymiary spoiny podane są na rysunku. Załóżmy, iż spoina jest mocna i że jest wyżarzona, nie potrzebujemy więc obawiać się obecności w niej naprężeń spawalniczych. Z tabl. 2 znajdujemy dla pojedyńczej pachwinowej spoiny ściskanej (L. p. 13) $b_s = 3{,}2$, oraz $g_z = 0{,}84$ ($a = 0{,}5$ cm), $k = 1$ i $h = 1$. Obliczamy tu spoinę, jak w złączu ściskanym, gdyż określimy nominalne naprężenia ściskające, występujące w jej części B.

Przekrój całej spoiny $F = 2\ (h_s + b_s)\ a =$
$= 2\ (h + b + 2a)\ a = 2\ (30 + 15 + 2 \,.\, 0{,}5) \,.\, 0{,}5 = 46$ cm² ;

$$W_x = \frac{1}{3}\ a \,.\, h_s\ (h_s + 3b_s) = \frac{1}{3} a\ (h + 3b + 4a)\ (h + a) =$$
$$= \frac{1}{3} \,.\, 0{,}5 \,.\, (30 + 0{,}5)\ (30 + 3 \,.\, 15 + 4 \,.\, 0{,}5) = 392 \text{ cm}^3.$$

Obciążenie P_v wywoła stałe, równomierne ściskanie spoiny $s' = \frac{P_v}{F} = \frac{800}{46}$ 18 kG/cm², a obciążenie P_h wywoła naprężenia tętniące, rozciągające w części A i ściskające w części B spoiny; wyniosą one

$$s'' = \frac{M_g}{W_x} = \frac{P_h \,.\, h'}{W_x} = \frac{(2000 \pm 1500)40}{392} =$$
$$= 204 \pm 153 \text{ kG/cm}^2.$$

Naprężenia ściskające w najbardziej obciążonej części *B* spoiny wyniosą $s = s' + s'' = 222 \pm 153$ kG/cm^2.

Możemy w wypadku ściskania przyjąć te same dopuszczalne naprężenia, co w wypadku rozciągania; opierając się więc na linii 1 wykresu z rys. 12, znajdziemy dla $s_m = 222$ kG/cm^2, $s_a = 1075$ kG/cm^2. Ponieważ nominalna wartość $s_{na} = 153$ kG/cm^2, więc, na podstawie [8] i [5], możemy napisać, iż rzeczywisty spółczynnik bezpieczeństwa wynosi:

$$p = \frac{s_a}{1{,}1 \,.\, b_s \,.\, g_z \,.\, h \,.\, k \,.\, s_{na}} = \frac{1075}{1{,}1 \,.\, 3{,}2 \,.\, 0{,}84 \,.\, 1 \,.\, 1 \,.\, 153} = 2{,}4;$$

jest to wartość najzupełniej wystarczająca w danych warunkach obciążenia spoiny. Zauważmy, iż wynik obliczeń wypadłby w przybliżeniu ten sam, gdybyśmy spoinę obliczali na ścinanie, przyjmując wg tabl. 2, $b_s = 2{,}7$ i wg linii 3 wykresu z rys. 12, dla $t_m = 222$ kG/cm^2, $t_a = 875$ kG/cm^2.

Obydwa sposoby obliczeń są równoważne i niewielkie rozbieżności, jakie zachodzić mogą między ich wynikami, uwarunkowane są zaokrągleniami wartości spółczynników b_s przy rozciąganiu i ścinaniu tych samych połączeń spawanych.

P r z y k ł a d 3. Obliczyć najwyższy moment obrotowy, jaki może przenosić podwójna, mocna spoina pachwinowa 2L o grubości a = 0,6 cm, łącząca tarczę koła zębatego z piastą o zewnętrznej średnicy $d_p = 20$ cm, jeżeli wszystko wykonane jest ze stali 015. Spółczynnik nominalny stałości obciążenia wynosi $j_n = 1/3$ i rzeczywisty spółczynnik bezpieczeństwa $p = 2$.

Z tabl. 2 znajdujemy dla ścinanej spoiny 2L (L. p. 12), $b_s = 2{,}1$, oraz $g_z = 0{,}87$; poza tym $k = 1$ i $h = 1$, a więc wg [5], $x_z = 2{,}1 \,.\, 0{,}87 \,.\, 1 \,.\, 1 \,.\, 2 = 3{,}65$.

Zgodnie z [7], dla $j = \frac{1/3}{1{,}1 \,.\, 3{,}65} = 0{,}083$, znajdujemy, wg linii wykresu z rys. 12, $t_a \approx 900$ kG/cm² i, wg (8), $t_{na} = \frac{900}{1{,}1 \,.\, 3{,}65} = 224$ kG/cm², oraz $t_m = j_n \,.\, t_{na} = 1/3 \,.\, 224 = 75$ kG/cm²; a więc $t_{nmax} = t_m + t_{na} = 75 + 224 = 299$ kG/cm². Przekrój spoiny $F_s \approx 2 \,.\, \pi \,.\, d_p \,.\, a = 2 \,.\, \pi \,.\, 20 \,.\, 0{,}6 = 75{,}4$ cm² i najwyższy moment przenoszony przez koło

$$M_{max} = F_s \, t_{nmax} \frac{d_p}{2} = 75{,}4 \,.\, 299 \,.\, \frac{20}{2} = 225000 \text{ kG cm.}$$

Nie uwzględniliśmy tu naprężeń spawalniczych, licząc na umiejętne wykonanie złącza.

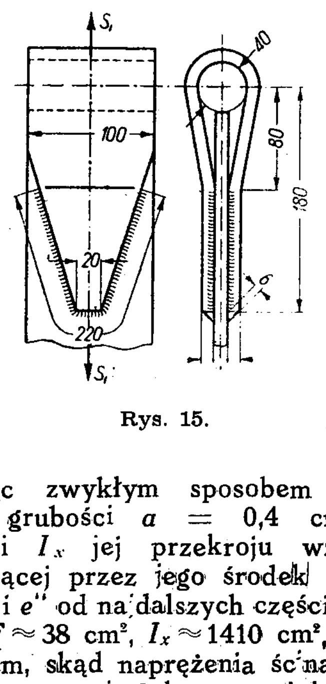
P r z y k ł a d 4. Sprawdzić wytrzymałość mocnej spoiny dwustronnej, łączącej ucho, taśmę hamulcową ze stali 015, przenosząc obciążenie $P = 1200 \pm 1200$ kG. Wymiary złącza podane są na rys. 15: grubość spoiny $a = 0{,}6$ cm i długość czynna każdej ze spoin $l = 22$ cm. Przekrój łączny ścinany $F = 2 \,.\, l \,.\, a = 2 \,.\, 22 \,.\, 0{,}6 = 26{,}4$ cm². Naprężenie średnie ścinające $t_m = \frac{P_m}{F} = \frac{1200}{26{,}4} \approx 46$ kG/cm², czemu odpowiada, wg linii 3 wykresu z rys. 12 $t_a \approx 900$ kG/cm². Z tabl. 2 znajdujemy $b_s = 2{,}7$ (L. p. 18), $g_z = 0{,}87$, $k = 1$, skąd, podobnie jak w przykładzie 2,

$$p = \frac{900}{1{,}1 \,.\, 2{,}7 \,.\, 0{,}87 \,.\, 1 \,.\, 1 \,.\, 46} = 7{,}6,$$

wartość niezwykle wysoka nawet w wypadkach b. dużych nadwyżek obciążeń.

W p r z y k ł a d z i e 2 nie uwzględniliśmy ścinania, wywołanego w spoinie poziomą siłą P_2 licząc, iż przejmą je niemal w całości spoiny ułożone na bocznych ścianach kozła. Pomijanie to nie zawsze jest możliwe i wtedy musimy składać naprężenia wywołane zginaniem i ścinaniem. Wyjaśni to dolszy przykład.

P r z y k ł a d 5. Sprawdzić wytrzymałość spoiny, łączącej wspornik resorowy, przedstawiony wymiarowo na rys. 16, z ostojnicą podwozia i obciążony siłą $P = 2500 \pm 2500$ kG, działającą na ramieniu $e = 7$ cm. Moment zginający $M = P \,.\, e = (2500 \pm 2500) \,.\, 7 = 17500 \pm 17 \,.\, 500$ kG cm.



Rys. 15.

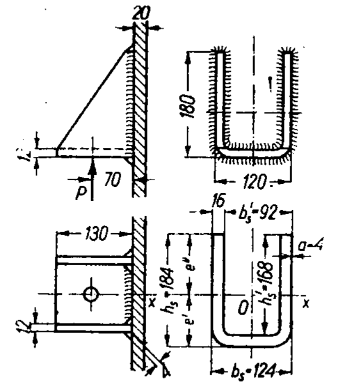
Obliczając zwykłym sposobem przekrój *F* spoiny o grubości $a = 0{,}4$ cm, moment bezwładności I_x jej przekroju względem osi *x* przechodzącej przez jego środek ciężkości *O*, odległej o e' i e'' od najdalszych części spoiny, znaleźlibyśmy $F \approx 38$ cm², $I_x \approx 1410$ cm⁴, $e' = 7{,}9$ cm i $e'' = 10{,}5$ cm, skąd naprężenia ściskające, wywołane zginaniem, wyniosłyby w spoinie

$$t'' = \frac{M}{I_x} \,.\, e' = \frac{17500 \pm 17500}{1410} \,.\, 7{,}9 = 100 \pm 100 \text{ kG/cm}^2$$

w rozciąganej części przekroju spoiny, oraz

$$t'' = \frac{M}{I_x} \,.\, e'' = \frac{17500 \pm 17500}{1410} = 10{,}5 = 130 \pm 130 \text{ kG/cm}^2$$

w jej części ściskanej. Powyższe obliczenie rozkładu naprężeń w spoinie, przeprowadzone w ten sam sposób, jak gdyby chodziło o układ naprężeń normalnych w przekroju zginanym, nie odpowiada dokładnie rzeczywistości; klinowe ścięcia ramion wspornika czynią je bardziej podatnymi i w wyniku tego naprężenia w części ściskanej ulegną obniżeniu, w części rozciąganej zaś podwyższeniu.



Rys. 16.

Zwiększając te ostatnie, na wyczucie, o 20%, uzyskalibyśmy $t' \approx 120 \pm 120$ kG/cm². Oprócz tego w całym przekroju spoiny zachodzi ścinanie w jej płaszczyźnie, które przyjąć możemy równe

$$t''' = \frac{P}{F} = \frac{2500 \pm 2500}{38} = 66 \pm 66 \text{ kG/cm}^2.$$

Składając te naprężenia t' i t'', wykazujące współokresowość i jednoczesność wahań, znaleźlibyśmy, jako wypadkowe naprężenie w dolnej części spoiny $t = \sqrt{t'^2 + t''^2} = 137 \pm 137$ kG/cm².

Dla spoiny tej znaleźlibyśmy wg tabl. 2, $b_s = 2{,}1$ (L. p. 12), $g_z = 0{,}8$ i $k = 1$; poza tym mielibyśmy $h = 1$ i wg linii 3 wykresu z rys. 12, dla $t_m = 137$ kG/cm², $t_a \approx 890$ kG/cm², skąd, podobnie, jak w przykładach 2 i 4,

$$p = \frac{890}{1{,}1 \cdot 2{,}1 \cdot 0{,}8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 137} = 3{,}5.$$

Wartość tę możemy uważać za najzupełniej wystarczającą dla tego rodzaju konstrukcji.

6. Uwagi końcowe.

Powyższe sposoby obliczania zmęczeniowego połączeń spawanych stanowią próbę ujęcia ich w sposób, podobny do obliczeń zmęczeniowych wszelkich części maszynowych, co stanowiło treść poprzedniego, wspomnianego na wstępie, artykułu. Możemy i tu powtórzyć powiedziane tam słowa, iż zdajemy sobie sprawę, że zagadnienie zmęczeniowych obliczeń połączeń spawanych nie jest jeszcze całkowicie rozwiązane i że wszystkie dane praktyczne, jakie zawiera niniejszy artykuł, powinny być sprawdzone w drodze dalszych badań doświadczalnych.

W każdym jednak razie, zanim owe badania będą mogły być przeprowadzone, dane te stanowić mogą wystarczającą podstawę dla obliczeń praktycznych; pozwalają one bowiem z dostateczną naogół dokładnością uchwycić wpływ czynników takich, jak postać spoiny i warunki jej obciążenia, jak jej poprawność wykonania, wytrzymałość materiału i nawet, w odniesieniu do spoin pachwinowych, jej grubość.

Przepisy obliczania konstrukcji spawanych, wydane w 1933 r., które miały ulec rewizji w okresie 1939/40 r., lecz, w wyniku wybuchu wojny, dopiero teraz zostały ponownie opracowane i niezadługo ukażą się, jako norma obowiązująca, dotyczą konstrukcyj stalowych o charakterze budowlanym, w których obciążenia są stałe, lub wykazują niezbyt wielkie tętno. Nie nadają się one do konstrukcyj maszynowych, poddanych najczęściej wybitnie zmiennym obciążeniom. Celem niniejszym pracy było wypełnienie tej dotkliwej luki.

Do ogółu mechaników polskich!

Zgodnie z uchwałą Głównej Komisji Wydawniczej NOT z dnia 7 maja ub. roku, Naczelna Organizacja Techniczna zwróciła się do wszystkich zorganizowanych w jej ramach Stowarzyszeń technicznych z apelem o opracowanie planu wydawniczego.

W związku z powyższym zwracamy się z gorącym apelem do wszystkich osób, pracujących lub zamierzających pracować na polu piśmiennictwa technicznego, o nadesłanie wykazu prac opracowanych, znajdujących się w opracowaniu oraz prac zamierzonych.

W nadesłanym wykazie należy podać:

1) tytuł dzieła,
2) imię i nazwisko autora (w wypadku pracy zbiorowej imiona i nazwiska autorów),
3) stan opracowania (gotowe do druku, w przygotowaniu, w projekcie),
4) charakter wydawnictwa (dzieło podstawowe, praca badawcza, książka do nauki, książka warsztatowa, poradnik techniczny, encyklopedia, praca z zakresu słownictwa technicznego, poradnik bibliograficzny),
5) zakres treści (w postaci dyspozycji rozdziałów),
6) poziom dzieła (podstawowy, średni, inżynierski, doktorski),
7) przeznaczenie wydawnictwa (dla jakich gałęzi przemysłowych).

Ankietę powyższą należy opracować na arkuszach formatu A4, dla każdego dzieła oddzielnie, i nadesłać do Instytutu Wydawniczego SIMP (Warszawa, ul. Mickiewicza 18) w terminie do dnia 15 marca b. r.

Wypełnienie ankiety ułatwią „Wskazówki dla autorów współpracujących z Instytutem Wydawniczym SIMP”, które są do nabycia w cenie zł. 100.— za egzemplarz w Instytucie Wydawniczym SIMP (konto PKO I-4655).

Instytut Wydawniczy SIMP

Wpływ długości pomiarowej próbki oraz jej postaci na wydłużalność przy rozrywaniu*)

Prof. dr. inż. A. KRUPKOWSKI i inż. J. WANTUCHOWSKI

Wstęp. Zarys historyczny. Materiał doświadczalny. Odkształcenia okrągłych prętów metalowych przy próbie rozciągania. Zależność współczynnika K od własności plastycznych metali. Wpływ główek na odkształcenie próbek przy próbie rozrywania. Wydłużenie różnego typu próbek. Ogólne zastosowanie nomogramów. Porównanie wyników uzyskanych na drodze teoretycznej z uzyskanymi doświadczalnie. Charakterystyka próby rozrywania i ocena kształtu próbki.

Szybki rozwój metalurgii w ostatnich latach, zawdzięcza wiele równolegle rozwijającym się naukom metaloznawczym. Tak charakterystyczna dla dzisiejszych konstrukcji metalowych olbrzymia różnorodność stosowanych stopów i metali, byłaby nie do pomyślenia, gdyby technika nowoczesna nie dysponowała rozległym aparatem służącym do badania własności metali i ich stopów. Własności stopów stwierdzone na podstawie szczegółowych badań decydują o ich najbardziej celowym zastosowaniu.

Jedną z zasadniczych prób służących do badania własności stopów, jest próba na rozerwanie. Próbkę wykonaną według pewnych ustalonych norm, umocowuje się w uchwytach maszyny do rozrywania i poddaje się wzrastającym osiowym obciążeniom, które doprowadzają do rozerwania próbki. Poczynione spostrzeżenia dotyczące zachowania się badanej próbki podczas rozciągania i po rozerwaniu dają możność liczbowego ujęcia własności danego stopu. Tak uzyskane dane liczbowe decydują, czy i do jakich celów metal może być zastosowany i są podstawą do obliczeń konstrukcyjnych.

Rozmaite kraje nie posiadają jednolitego typu próbki, istnieje zatym duża rozmaitość kształtów. Z przeprowadzonej próby rozrywania możemy obliczyć szereg spółczynników mechanicznych, z tych jedne jak: wytrzymałość na rozrywanie, granica plastyczności, granica sprężystości i przewężenie, nie są wcale zależne od kształtu próbki i jej wielkości, lub zależność ta jest nieznaczna, natomiast wydłużalność przy rozrywnaniu jest zmienna, zależnie od stosowanej próbki. Wydłużalność uzyskana dla próbki wykonanej np. według norm amerykańskich przedstawia dla nas niewielką wartość, gdyż różni się znacznie od wyniku otrzymanego przy rozrywaniu normalnej polskiej próbki, która jedynie dla nas ma wartość użytkową.

Powszechne wprowadzenie jednolitego typu próbki we wszystkich krajach usunęłoby tego rodzaju niedomagania. Niestety, należy przypuszczać, że nie prędko to nastąpi, to też znalezienie sposobu pozwalającego na wzajemne przeliczanie wyników prób rozrywania dla rozmaitych typów próbek stanowi już dużą korzyść.

Jednym z praktycznych rezultatów naszej pracy jest zbudowanie nomogramu umożliwiającego przeliczenie wydłużalności różnego rodzaju próbek. Kształt próbek, zarówno w Polsce jak i w innych krajach, został ustalony w sposób umowny i zależy również od jednostki długości mającej zastosowanie w danym kraju. Celem naszej pracy, która została oparta na badaniach i rozważaniach teoretycznych jest ustalenie najbardziej racjonalnego kształtu próbki.

1) *A. Krupkowski i J. Wantuchowski.* Rocznik Polskiej Akademii Nauk Technicznych, Tom VII (1939—1945) str. 10, Warszawa.

1. Zarys historyczny.

Zagadnieniem odkształcenia próbek podczas rozrywania zajmowano się niejednokrotnie. Już w roku 1878 *Labasteur i Marie*[2]) stwierdzili, że próbki geometryczne podobne, okazują te same wydłużenia przy rozerwaniu. Prawo to sformułowane dla próbek okrągłych, zostało w roku 1880 rozszerzone przez *Barba*[3]) na próbki o przekroju prostokątnym. Ustalenie prawa podobieństwa ułatwiło znacznie ilościowe ujęcie zjawisk zachodzących podczas rozrywania.

Przy rozciąganiu próbki wykonanej z ciągliwego metalu dają się zauważyć dwa stadia. W pierwszym stadium pod wpływem wzrastającego obciążenia próbka na całej długości wydłuża się równomiernie. Stan ten trwa do osiągnięcia pewnego stopnia rozciągnięcia, przy którym próbka zaczyna się przewężać w określonym miejscu tworząc szyjkę. Od chwili powstania lokalnego przewężenia ustaje równomierne wydłużenie, próbka wydłuża się jedynie kosztem przewężenia powstałego dzięki tworzeniu się szyjki. Jest to drugie stadium wydłużenia zwanego niekiedy przewężeniowym, kończy się ono zerwaniem próbki.

Zgodnie z obserwacją próby rozciągania, wzory na wydłużenie podane przez różnych autorów uwzględniają zwykle oba okresy rozciągania.

Unwin[4]) wyprowadził wzór na wydłużenie:

$$A = a + \frac{b_1\sqrt{F_0}}{L_0} \qquad [1]$$

przyczem A — oznacza całkowite wydłużenie jakiekolwiek długości pomiarowej L_0, a — wydłużenie równomierne, b_1 — stała danego materiału, F_0 początkowy przekrój próbki.

W roku 1905 *C. Bach*[5]) podał empiryczną zależność:

$$A = a + \frac{b_1}{\sqrt{L_0}} \qquad [2]$$

tutaj A, a, b_1 i L_0 oznaczają to samo, co w poprzednim wzorze.

2) *Labasteur, Marie.* Commission d'essai des matériaux de construction. Paris 1894, vol. I, p. 120.

3) *Barba.* Commision des méthodes d'essai des matériaux de construction. Paris 1895, vol. III, p. 5.

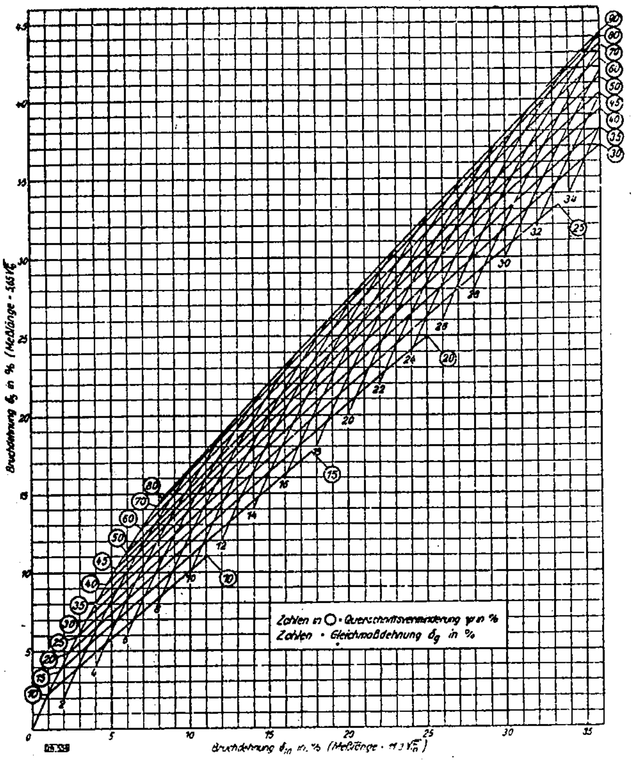
4) *Unwin.* The testing of materials of construction. 2nd ed. 1899.

5) *C. Bach.* Mitt. über Forschungsarbeit. Heft 29, 1905, S. 69.

Podany przez *W. Gordon* i *G. Sachsa*[6]) wzór:

$$A = a + \frac{b_1}{L_0} \quad [3]$$

jest mniej dokładny niż poprzedni.



Rys. 1. Nomogram *W. Kunzego* dla wzajemnego przeliczania wydłużeń niemieckich próbek pięcio i dziesięciokrotnych.

W roku 1922 zaproponował *G. A. Bartella*[7]) równanie pozwalające obliczyć wydłużenie na dowolnej długości L_0:

$$A = \frac{A_n}{\left(\frac{L_0}{11,3\sqrt{F}}\right)^p} \quad [4]$$

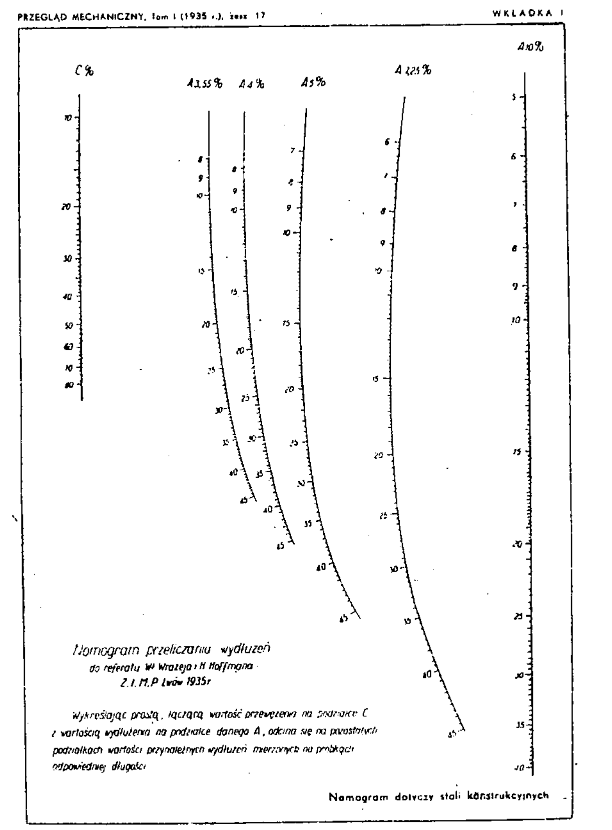
przyczem A — oznacza całkowite wydłużenie, A_n — normalne wydłużenie mierzone na odcinku równym dziesięciokrotnej średnicy, F — przekrój pręta, p — współczynnik zależny od metalu.

W 1929 roku podał *A. Krupkowski*[8]) wzór na wydłużenie próbek o przekroju kołowym:

$$A = a + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{km\left(\frac{C}{1-C} - a\right) + 1} \quad [5]$$

przyczem A — całkowite wydłużenie próbki, a — wydłużenie równomierne, C — przewężenie, m — współczynnik smukłości, czyli stosunek długości pomiarowej L_0 do średnicy d_0 próbki, k — stała zależna od metalu.

Wzór [5] może być użyty również do obliczania wydłużeń całkowitych, metalowych prętów okrągłych.



Rys. 2. Nomogram *Wrażeja i H. Hoffmana* dla przeliczania wydłużeń próbek, posiadających główki wykonane wg polskich norm.

Występujący w tej zależności współczynnik k zależny jest od właściwości plastycznych badanego metalu, związany jest z kształtem linii profilu szyjki.

Równanie *A. Krupkowskiego* różni się od poprzednich tym, że uwzględnia wpływ przewężenia C na wartość wydłużenia całkowitego A. Tego rodzaju koncepcja nie pozostaje bez wpływu na dalsze propozycje w tej dziedzinie, co widać ze wzoru podanego przez *A. Krischa i W. Kuntzego*[9]) w r. 1934. Wzór ich przybiera postać:

$$A_x = a + \left(\frac{C}{1-C} - a\right) p^{x^{2n}} \quad [6]$$

przyczem A_x — wydłużenie całkowite przy rozerwaniu, x, p i n — stałe zależne od metalu.

Wszystkie wymienione wzory pozwalają na obliczenie całkowitego wydłużenia dla rozmaitych długości pomiarowych. W celu ułatwienia przeliczania wydłużeń odpowiadających różnego rodzaju typom próbek poczęto stosować wykresy oparte

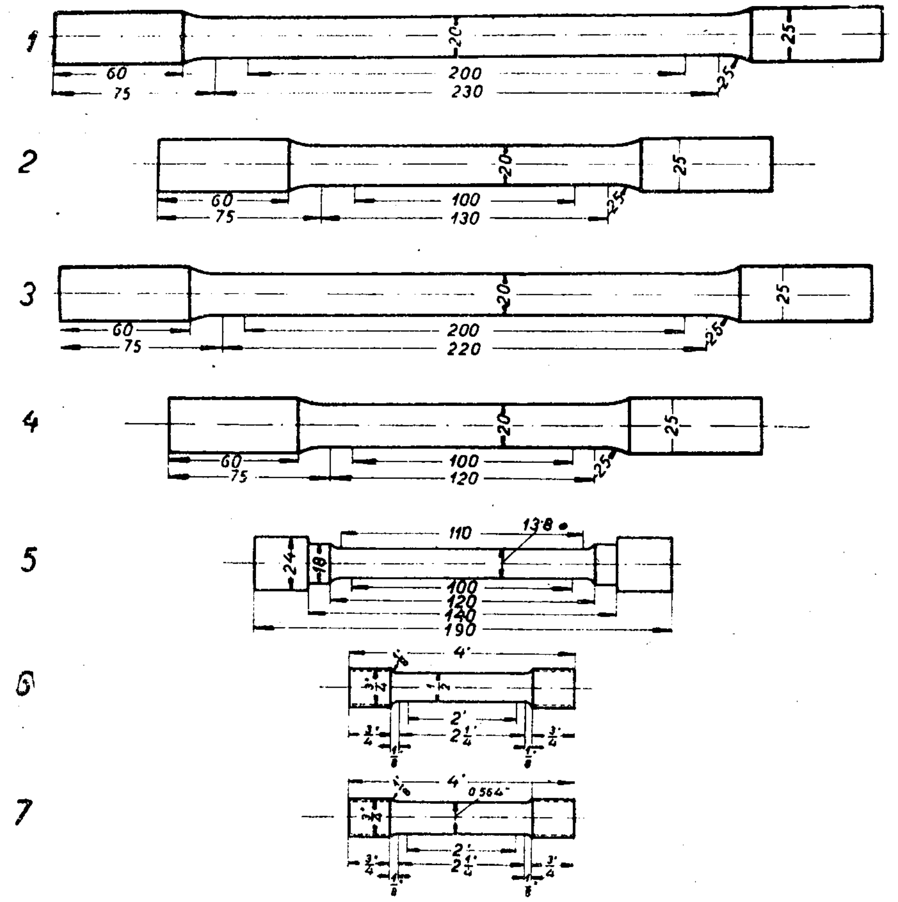
---

6) *W. Gordon.* Revue de Metall. 1925.

7) *C. A. Bartella.* 1922

8) *A. Krupkowski.* Mechaniczne własności miedzi. Akademia Nauk Technicznych, Warszawa 1930. Rev. de Mét. 28 (1931) 529.

9) *A. Krisch* und *W. Kuntze.* Arch. Eisenhtw. 7 (1933/34) 509.



Rys. 3. Tabela najważniejszych światowych próbek:

1. Polska dziesięciokrotna próbka. M = 10, G = 1,5.
2. Polska pięciokrotna próbka. M = 5, G = 1,5.
3. Niemiecka dziesięciokrotna próbka. M = 10, G=1,0.
4. Niemiecka pięciokrotna próbka. M = 5, G = 1,0.
5. Francuska 7,25-krotna próbka. M = 7,25, G = 0,72.
6. Amerykańska czterokrotna próbka. M = 4, G=0,5.
7. Angielska 3,55-krotna próbka. M = 3,55, G = 0,443.

M = L_{OM} : d_0, G — odsadzenie próbki jako wielokrotność d_0.

bądź na wzorach, bądź na interpolacji danych doświadczalnych. Należy tutaj wymienić wykresy, które się kolejno pojawiły: *W. Kuntzego, Dr. A. Krupkowskiego* oraz *Dr. W. Wrażeja i por. H. Hoffmana.*

Nomogram *W. Kuntzego*[10]) stosowany tylko dla próbek niemieckich umożliwia przeliczenie wydłużeń próbki dziesięciokrotnej na wydłużenia pięciokrotnej w zależności od przewężenia (rys. 1). Wykres *A. Krupkowskiego*[11]) pozostający w łączności ze wzorem [5] rozwiązuje to samo zagadnienie w odniesieniu do próbek wytoczonych wg norm polskich. Interesujący nomogram *Dr. W. Wrażeja* i *por. H. Hoffmana*[12]) (rys. 2) odnoszący się do stali konstrukcyjnych pozwala na określenie wydłużalności próbek o różnych długościach posiadających jednak główki wytoczone według norm polskich.

[10]) *W. Kuntze* Arch. Eisenhtw. 9 (1935/36) 509.

[11]) *A. Krupkowski.* Przegląd Mechaniczny, Warszawa. 1 (1935) 51.

[12]) *Wł. Wrażej* i *H. Hoffman.* Przegląd Mechaniczny, Warszawa 1 (1935) 602.

Dotychczasowe wzory oraz wykresy przeliczeniowe obarczone są jedną wadą a mianowicie nie uwzględniają w dostatecznej mierze wpływu główek na wyniki pomiarów. Tej usterki nie jest również pozbawiony wykres *A. Krupkowskiego* oraz nomogram *Dr. W. Wrażeja* i *por. H. Hoffmana*, gdyż podstawą tych wykresów są wyniki pomiarowe uzyskane jedynie przy rozrywaniu próbek wykonanych wg norm polskich i stosowanie ich jest ograniczone do pewnych typów profilowych próbek, względnie do pewnych gatunków metali.

Z tego względu wspomniane wykresy nie posiadają cechy uniwersalności i charakteryzują jedynie wydłużalność pewnych rodzajów metali, z których wykonano próbki o takim samym kształcie główek, jak w próbkach użytych pierwotnie dla sporządzania tych wykresów.

2. Materiał doświadczalny.

Dążąc do jak najbardziej ogólnego ujęcia zjawisk zachodzących przy rozrywaniu próbki w naszej pracy staraliśmy się o wykorzystanie metali o jak najszerszej skali własności plastycznych. Ma-

jąc zaś na celu uniwersalność zastosowania osiągniętych wyników, posługiwaliśmy się próbkami różnych typów sporządzonych według norm obowiązujących w krajach europejskich i w Ameryce.

Postulat zastosowania w naszej pracy metali od najbardziej do najmniej ciągliwych spełniliśmy przez użycie do doświadczeń rozmaitych gatunków stali, poddanych rozmaitej obróbce termicznej jak: wyżarzanie, normalizowanie, ulepszanie. W rezultacie mogliśmy zbadać własności rozmaitych stali w granicach przewężenia 17 — 68%.

Zakres ten został rozszerzony dzięki przeprowadzeniu dodatkowych badań metali kolorowych: miedzi, mosiądzu 60, mosiądzu 67, aluminium i duraluminium, co spowodowało dalsze rozszerzenie skali przewężeń do 93,7%.

Z metali tych zostały wytoczone próbki wg. obowiązujących norm polskich, niemieckich, amerykańskich i angielskich.

Profile próbek, które zostały użyte w naszej pracy podaje rys. 3.

Ogółem wykonano 120 próbek stalowych, oraz łącznie 27 próbek miedzianych, mosiężnych, aluminiowych i duraluminiowych.

Wytoczone próbki zostały poddane próbie rozrywania. Bardziej charakterystyczne z pośród osiągniętych wyników zamieszczone są w tablicy I.

Mając tak obfity materiał doświadczalny można było z kolei przystąpić do wyjaśnienia zagadnienia jak odkształcają się próbki na całej swej długości podczas rozciągania.

3. Odkształcenie okrągłych prętów metalowych przy próbie rozciągania.

Rozważania nasze zostały oparte na pracach badawczych *Prof. A. Krupkowskiego* dotyczących zagadnienia odkształcenia rozciąganego okrągłego pręta metalowego, o jednakowej średnicy, rezultatem których jest cytowany wzór [5] na wydłużenie całkowite. Jak z powyższej zależności wynika wydłużenie całkowite rozciąganego pręta jest sumą dwu wielkości: wydłużenia równomiernego a i wydłużenia wynikłego wskutek przewężenia. Wpływ przewężenia ujmuje drugi człon wzoru. Przy rozciąganiu próbek toczonych, których profil odpowiada pewnym ustalonym normom, wzór powyższy może być zastosowany dopiero po uzupełnieniu.

Zależność [5] można uprościć, zastępując w mianowniku wyrażenie $k\left(\frac{C}{1-C} - a\right)$ przez nowy współczynnik K, również zależny od własności plastycznych materiału. Wzór na wydłużenie całkowite przybierze postać następującą:

$$A_m = a + \frac{\frac{C}{C-1} - a}{Km + 1} \qquad [7]$$

Am — wydłużenie całkowite rozerwanego pręta lub próbki profilowej możemy obliczyć niezależnie od części prawej według wzoru:

$$A_m = \frac{L_m - L_o}{L_o} \qquad [8]$$

Należy podkreślić że wzór [8] może być stosowany, w przeciwieństwie do zależności [7], zarówno w wypadku pręta okrągłego jak i próbki profilowej.

Poszczególne symbole równania [8], zgodnie z załączonym rys. 4 oznaczają: L_0 jest pierwotną długością pomiarowa odcinka pręta okrągłego, lub próbki profilowej. Wskutek rozciągania długość ta zwiększa się osiągając wartość L_m, mierzoną po rozerwaniu.

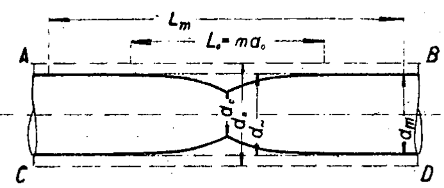
m — jest spółczynnik smukłości odcinka długości pomiarowej, czyli liczba określająca ile razy średnica pręta, przed rozerwaniem d_0 mieści się w początkowej długości pomiarowej $L_0 = m . d_0$

Pozostałe symbole w równaniu [7] oznaczają następujące pojęcia:

a — wydłużenie równomierne przy rozrywaniu. C — przewężenie w miejscu rozerwania. Przewężenie to obliczamy według zależności

$$C = 1 - \left(\frac{d_c}{d_o}\right)^2 \qquad [9]$$

przyczem d_c — jest średnicą pręta mierzoną w miejscu zerwania to jest w szyjce, a d_0 — początkową średnicą pręta.



Rys. 4. Schemat ilustrujący wydłużenie okrągłego pręta podczas próby na rozerwanie.

Przy obliczaniu wydłużenia równomiernego opieramy się na założeniu, że objętość metalu nie ulega zmianie i że w pierwszej fazie rozciągania pręt metalowy będzie się wydłużał równomiernie, kosztem jednakowego zmniejszenia przekroju pręta na całej jego długości.

Znając średnicę d_0 pręta przed rozciąganiem, a następnie średnicę d_1 pręta rozciągniętego równomiernie tuż przed utworzeniem lokalnego przewężenia, możemy, opierając się na niezmienności objętości rozciąganego metalu, obliczyć przyrost długości pręta według wzoru

$$a = \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^2 - 1$$

Oznaczanie jednak w ten sposób wydłużenia równomiernego nastręcza poważne trudności doświadczalne i z tego względu nie jest stosowane w praktyce.

Z chwilą powstania szyjki, pręt rozciągany przestaje wydłużać się równomiernie i od tej chwili występuje jedynie na jaw odkształcenie przewężeniowe, które powoduje dalsze zmniejszenie średnicy rozciąganego pręta, w największym stopniu w szyjce, a w stopniu coraz to mniejszym w miarę oddalania się od szyjki. Wobec tego każdy przekrój w tej drugiej fazie odkształcenia będzie

TABLICA I.

Wyniki prób rozrywania próbek wykonanych ze stali i metali kolorowych.

Oznaczenie	C Przewężenie %	A_{10} Wydłużenie %	A_5 Wydłużenie %	A_4 Wydłużenie %	$A_{3,55}$ Wydłużenie %	Q Granica płynności kG/mm²	R Wytrzymałość na rozc. kG/mm²
Stal 1							
1 P_{10} (1)	68,2	30,6	38,8	—	—	19,9	33,1
1 P_{10} (2)	68,2	30,6	39,7	—	—	20,1	33,1
1 G_{10} (1)	68,0	33,3	42,7	46,5	—	24,5	33,2
1 G_{10} (2)	67,8	31,9	41,2	45,0	—	21,3	33,2
1 G_{10} (3)	66,7	30,8	38,7	—	—	22,0	33,1
1 P_5 (1)	68,6	—	39,1	—	—	20,2	33,3
1 P_5 (2)	67,8	—	39,0	—	—	20,8	33,1
1 G_5 (1)	68,4	—	38,0	42,3	—	20,3	33,3
1 G_5 (2)	69,4	—	38,2	42,8	—	20,6	33,4
1 Am (1)	69,9	—	—	40,0	—	20,9	34,6
1 Am (2)	69,6	—	—	40,4	—	21,0	34,5
1 Ang (1)	68,4	—	—	—	41,6	22,3	34,2
1 Ang (2)	67,4	—	—	—	42,1	21,7	33,9
Stal 4							
4 P_{10} (1)	27,5	7,3	10,4	—	—	—	154,0
4 P_{10} (2)	33,5	9,2	12,7	—	—	—	149,0
4 G_{10} (1)	31,2	5,1	7,8	9,1	—	175,2	185,6
4 G_{10} (2)	38 3	5,9	8,8	10,5	—	167,0	185,0
4 G_{10} (3)	33,1	7,1	10,3	—	—	—	154,2
4 G_{10} (4)	28,2	6,9	9,7	—	—	—	152,5
4 P_5 (1)	36,0	—	11,9	—	—	—	150,8
4 G_5 (1)	26,3	—	8,4	9,9	—	175,1	184,2
4 G_5 (2)	19 5	—	7,5	8,5	—	177,8	186,0
4 Am (1)	29,0	—	—	9,8	—	—	182,0
4 Am (2)	31,9	—	—	10,4	—	—	182,0
4 Ang (1)	33,8	—	—	—	11,8	—	174,0
4 Ang (2)	35,8	—	—	—	12,4	—	172,0
Stal 10							
10 G_{10} (1)	25,3	3,8	6.5	7,5	—	165,0	168,8
10 G_{10} (2)	17,0	2,7	4,7	5,6	—	156,0	166,0
10 G_5 (1)	29,0	—	7,0	8,3	—	153,9	168,6
10 G_5 (2)	32,3	—	7,6	9.0	—	152,9	170,8
10 Ang (1)	29,8	—	—	—	—	—	164,5
10 Ang (2)	25,1	—	—	—	10,2	148,0	167,1
Stal 11							
11 P_{10} (1)	59,9	22,8	29,8	—	—	39,0	57,6
11 P_{10} (2)	59,4	23,0	29,8	—	—	39,2	57,7
11 G_{10} (1)	57,6	22,6	30,0	32,2	—	35,0	57,6
11 G_{10} (2)	58,2	22,5	29,3	32,2	—	36,2	57,8
11 G_{10} (3)	57,8	23,5	30,5	—	—	42,7	57,6
11 G_{10} (4)	59,1	24,0	30,5	—	—	42,0	57,6
11 P_5 (1)	59,1	—	27,7	—	—	38,7	57,8
11 P_5 (2)	59,8	—	28,9	—	—	39,7	57,9
11 G_5 (1)	56,2	—	27,3	31,0	—	35,6	58,3
11 G_5 (2)	57,0	—	26,8	30,2	—	35,4	58,3
11 Am (1)	59,6	—	—	31,0	—	37,8	58,0
11 Am (2)	59,5	—	—	29,7	—	39,7	58,2
11 Ang (1)	59,3	—	—	—	31,6	35,6	58,8
11 Ang (2)	58,3	—	—	—	31,2	35,2	58,6
Cu							
Cu G_{10} (1)	93,7	50,0	62,0	—	—	22,6	—
Cu G_{10} (2)	93,7	50,4	61,8	—	—	22,9	—
Cu G_{10} (3)	93,7	56,8	67,0	—	—	22,9	—

M 60	C	A_{10}	A_5	A_4	$A_{3,55}$	Q	R
M 60 P_{10}	58,7	45,1	51,9	—	12,7	38,9	—
M 60 G_{10}	53,6	45,6	52,3	—	13,0	38,8	—
M 60 P_5	47,4	—	47,5	—	12,4	39,0	—
M 60 G_5	63,7	—	51,5	—	12,7	39,0	—
M 60 Ang	58,2	—	—	52,4	13,0	39,6	—

M 67							
M 67 P_{10}	—	—	—	—	11,7	34,4	—
M 67 G_{10}	76,2	57,0	64,8	—	11,8	34,6	—
M 67 P_5	76,3	—	65,0	—	11,4	34,1	—
M 67 G_5	73,5	—	61,5	—	12,1	34,4	—
M 67 Ang	76,0	—	—	69,4	10,9	34,0	—

Al							
Al P_{10}	80,5	36,4	45,2	—	—	9,3	—
Al G_{10}	81,3	31,3	40,2	—	—	9,4	—
Al P_5	79,3	—	43,0	—	—	9,4	—
Al G_5	80,5	—	43,5	—	—	9,4	—
Al Ang	78,6	—	—	45,6	—	9,3	—

wynikiem dwóch procesów: równomiernego wydłużenia oraz zcienienia wskutek utworzenia szyjki.

Średnica pręta jest silnie zmniejszona i pozwala jedynie na obliczenie całkowitego lokalnego wydłużenia, obejmującego wydłużenie równomierne, wraz z wydłużeniem spowodowanym przewężeniem. Z takiego całkowitego wydłużenia lokalnego może być obliczone wydłużenie równomierne dopiero po wyeliminowaniu czynnika wynikłego z faktu istnienia przewężenia.

Gdybyśmy więc mieli dostatecznie długi pręt, wtedy moglibyśmy zmierzyć jego średnicę, którą wyrażamy symbolem d_∞, w odpowiednio dużej odległości od miejsca rozerwania, gdzie wpływ szyjki byłby znikomy.

Przy znanym d_∞ mielibyśmy możność dokładnego obliczenia wydłużenia równomiernego a za pomocą wzoru:

$$a = \left(\frac{d_0}{d_\infty}\right)^2 - 1 \qquad [10]$$

Jeżeli chodzi o pomiar wydłużenia w myśl zależności [10], to doświadczenie wykazuje, że wpływ szyjki przewężenia prawie całkowicie zanika w odległości równej mniej więcej 10 średnic pręta od miejsca rozerwania i w tym oddaleniu zmierzona średnica rozerwania pręta jest prawie równa średnicy oznaczonej we wzorze symbolem d_∞.

Z przeprowadzonego doświadczenia można więc obliczyć następujące wartości odpowiadające prętowi metalowemu o przekroju kołowym m, A_m, C i a. Wobec tego jedyną niewiadomą w równaniu [7] jest współczynnik K, którego wielkość da się obliczyć każdorazowo dla poszczególnych próbek.

Jak wynika z tego zarysu, to wzór [7] da się praktycznie wykorzystać w tym wypadku, gdy znajdziemy zależność współczynnika K od znanych nam już wielkości. Zagadnienie to będzie rozwiązane w ogólnej postaci w następnym rozdziale, przy rozważaniach na temat rozciągania próbek profilowych.

4. Zależność spółczynnika K od własności plastyczych metali.

Obecnie przechodząc do próbek profilowych rozpatrzymy dla nich, możliwość zastosowania wzoru [7].

Jak wykazały badania przeprowadzone w Anglii przez *M. Cooka* i *E. Larkego*[13]), wzór [7] dosyć dobrze wyraża odkształcenie próbek płaskich, wyciętych z blach. W tym wypadku warunki odkształcenia takich próbek zbliżone są w pewnym stopniu do tych, jakie zachodzą podczas rozrywania okrągłego pręta. Trudność zjawia się dopiero wtedy, gdy poczniemy stosować wyrażenie [7] do próbek toczonych, których profil odpowiada pewnym ustalonym normom.

Jeżeli porównamy rozciąganie zwykłego pręta i próbki profilowej, to możemy stwierdzić, że na tej samej długości pomiarowej, próbka profilowa wykaże mniejsze wydłużenie przy rozrywaniu niż pręt. Zjawisko to jest spowodowane obecnością główek na końcach próbki, służących do umocowania próbki w maszynie do rozrywania.

Główki te wywierają hamujący wpływ na odkształcenie rozciąganej próbki, wyrażający się zmniejszeniem jej wydłużenia całkowitego, w porównaniu z wydłużeniem całkowitym rozciąganego pręta metalowego.

Innymi słowy: wzór na wydłużenie całkowite, dla próbki standartowej powinien uwzględniać poza wydłużeniem równomiernym a i wydłużeniem wynikłym z przewężenia, również hamujący wpływ główek próbki, tym większy, im krótsza jest próbka.

[13]) *M. Cook* and *E. C. Larke*, Journ. Inst. of Metals 60 (1934) 165.

W dalszych więc rozważaniach zajmiemy się wyjaśnieniem procesu rozciągania próbek profilowych w oparciu o wzór [7] uwzględniając również hamujący wpływ jaki wywierają główki na całkowite wydłużenie próbek.

Zbadanie wpływu główek na wydłużalność różnego rodzaju próbek nie jest zadaniem łatwym, przedewszystkiem dla tego, że długość pomiarowa takich próbek jest stosunkowo nieznaczna i z tego względu w każdym przekroju rozerwanej próbki mamy z jednej strony oddziaływanie główek, a z drugiej przewężenia. Oddziaływania te wywierają na wydłużalność próbek wpływy przeciwne sobie, a mianowicie: oddziaływanie główek powoduje zgrubienie próbki i przez to działa hamująco na wydłużenie, przewężenie natomiast przyczynia się do jej zcienienia, a to z kolei pociąga za sobą wzrost wydłużenia. Przy końcach próbki silnie występuje hamujący wpływ główki, a słaby przewężenia, odwrotnie w środkowej części stwierdzamy silny wpływ przewężenia, a słaby oddziaływania główek.

Oddziaływania główek i przewężenia zachodzą na siebie na całej długości próbki, istnieje więc częściowe, wzajemne zrównoważenie obu wpływów, choć w stopniu niejednakowym dla różnych części próbki.

Wyjaśnia to najlepiej załączony rysunek 5, na którym łatwo zauważyć, że główka powoduje pewne zgrubienie próbki. Zgrubienie to zaznaczone zostało przez zakropkowanie. Również widoczny jest tutaj ścieniający wpływ przewężenia. Zadanie nasze polegające na ustaleniu wpływu obu czynników na wydłużenie próbki byłoby zadaniem łatwym, gdybyśmy mogli uchwycić każdy z tych wpływów z osobna. Miałoby to miejsce przy bardzo długich próbkach.

Zagadnienie wpływu główek można będzie rozwiązać dopiero wtedy, gdy potrafimy obliczyć oddziaływanie przewężenia zależnego od m oraz współczynnika K. Z kolei doprowadza to do konieczności wyjaśnienia zagadnienia, jak zmienia się współczynnik K w zależności od własności plastycznych rozmaitych metali.

Spółczynnik K jest związany krzywizną linii profilu próbki. Na jego wielkość oddziaływa głównie odkształcenie, które zachodzi w metalu po przekroczeniu granicy równomiernego wydłużenia, to odkształcenie wyraża różnica: $\frac{C}{1-C} - a$. Cechą, charakteryzującą własności plastyczne metali, w zależności od której będziemy badali zmienność współczynnika K jest więc wyrażenie $\frac{C}{1-C} - a$ i dla tego przedstawimy K jako funkcję tego wyrażenia.

$$K = f\left(\frac{C}{1-C} - a\right) \qquad [11]$$

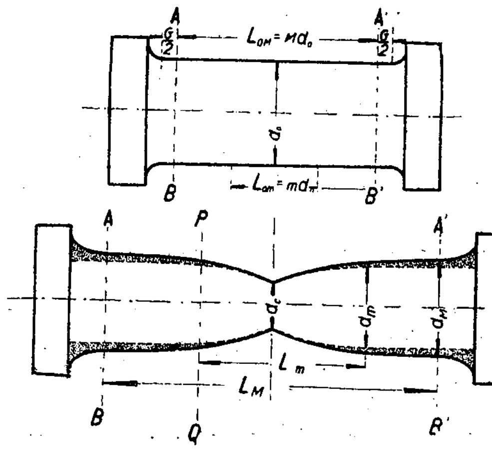
W celu zbadania zmienności współczynnika K musimy się oprzeć na danych doświadczalnych, uzyskanych przy rozrywaniu różnych metali, a rozległej skali własności plastycznych, przy zastosowaniu długich, dziesięciokrotnych polskich i niemieckich próbek.

Z wzoru [7] po przekształceniu otrzymamy:

$$K = \frac{\frac{C}{1-C} - A_m}{m(A_m - a)} \qquad [12]$$

Ażeby móc obliczyć K z tego wzoru musimy znać wartości: wydłużenia całkowitego A_m, przewężenia C, wydłużenia równomiernego a i spółczynnika smukłości próbki m.

Przekształcenia wzoru [7] dokonaliśmy w celu ustalenia współczynnika K pozwalającego określić wpływ przewężenia na wydłużenie całkowite próbek profilowych. Pomimo że wzór ten dotyczy odkształcenia plastycznego rozciąganego pręta o przekroju kołowym, może on być użyty również i dla próbek profilowych.



Rys. 5. Schemat próbki przed i po zerwaniu. Część zakropkowana wskazuje nam zwiększenie średnicy próbki na skutek wpływu główek.

L_M — długość pomiarowa próbki,
L_{OM} — długość pomiarowa części próbki,
G — odsadzenie próbki.

Ażeby wyjaśnić bliżej to zagadnienie wprowadzamy nowe pojęcie, — miejscowe wydłużenie, które oznaczamy symbolem a_m. To wydłużenie miejscowe dla rozerwanej próbki, w odległości m od miejsca przewężenia, obliczamy według zależności:

$$a_m = \left(\frac{d_0}{d_m}\right)^2 - 1 \qquad [13]$$

Na rysunku 5 przekrój PQ o średnicy d_m znajduje się w odległości m od miejsca przewężenia. Tu L_M jest długością pomiarową. Przy dalszym obliczaniu K korzystamy z 10-krotnych próbek polskich i niemieckich więc $L_{OM} = 10 \cdot d_0$. Oba odcinki próbki są symetrycznie położone względem szyjki i mogą się zmieniać zależnie od m w granicach od zera do 10.

Jak wynika z zależności [13], przy obliczeniu miejscowego wydłużenia korzystamy z tego samego wzoru, jaki służy do obliczenia wydłużenia rów-

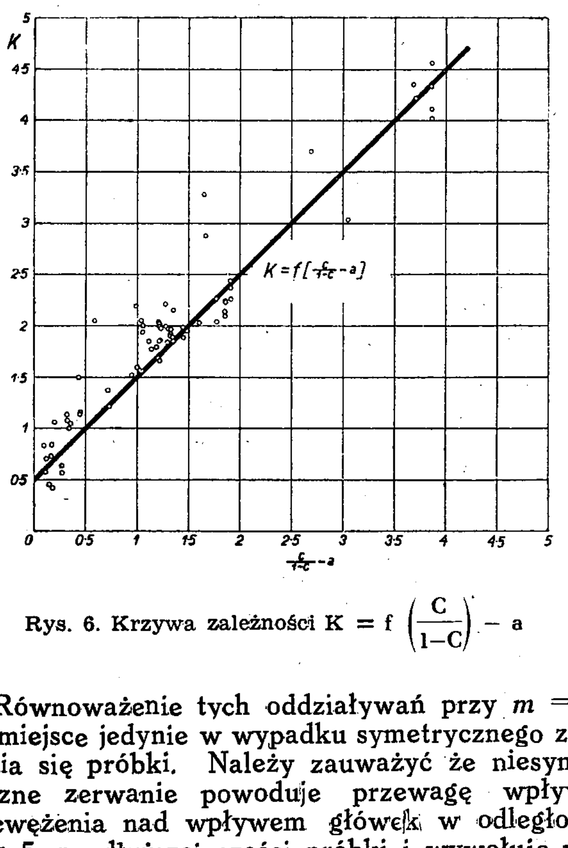
nomiernego, z tą różnicą jedynie, że zamiast nieosiągalnej średnicy d_∞, uwzględniamy we wzorze jedną ze średnic d_m, mierzoną pomiędzy szyjką a główką próbki. Wydłużenie miejscowe może być: albo większe od równomiernego, gdy d_m mierzymy w pobliżu szyjki, powodującej ścienienie próbki poniżej d_∞, albo mniejsze, gdy wpływ główek spowoduje jej zgrubienie.

Gdy jednak weźmiemy pod uwagę odcinek o długości równej 5-krotnej średnicy d_0, t. j. $m = 5$ na próbce dziesięciokrotnej, rys. 5, i zmierzymy średnicę próbki d_5 na końcu powstałego odcinka, to uzyskana na podstawie wzoru [13] wartość a_5 jest bliską wydłużenia równomiernego.

$$a_{5/10} \cong a \qquad [14]$$

co dosyć dobrze potwierdza rachunek.

Fakt ten wypływa z okoliczności że na końcach tej części próbki, oddziaływania główek i przewężenia, przeciwnie skierowane, wzajemnie się znoszą.



Rys. 6. Krzywa zależności $K = f\left(\frac{C}{1-C}\right) - a$

Równoważenie tych oddziaływań przy $m = 5$ ma miejsce jedynie w wypadku symetrycznego zerwania się próbki. Należy zauważyć że niesymetryczne zerwanie powoduje przewagę wpływu przewężenia nad wpływem główek w odległości $m = 5$, na dłuższej części próbki i wywołuje pozorny wzrost wydłużenia równomiernego, co skolei zwiększa spółczynnik K w myśl [12].

Podobnie do wzoru [14] możemy również przyjąć że wydłużenie całkowite obliczone dla odcinka $m = 5$ na próbce dziesięciokrotnej bliskie jest wydłużeniu całkowitemu odcinka $m = 5$ pręta okrągłego, czyli:

$$A_{5/10} \cong A_5 \text{ (pręt okrągły)} \ldots [15]$$

W ten sposób wykorzystując zależności [8], [9], [13], [14], i (15) możemy obliczyć z próby rozerwania wielkości A_m, C, m i a niezbędne do obliczenia K w myśl wzoru [12]. W ten sposób obliczone zostały wartości współczynnika dla kilkudziesięciu metali, obejmujące stale zwykłe i stopowe, miedź, aluminium, mosiądze, różne stopy o najrozmaitszych własnościach plastycznych. Mając te wartości odpowiadające poszczególnym próbkom, możemy przedstawić K wykreślnie jako funkcję $\frac{C}{1-C} - a$. Obrazem tej zależności jest linia prosta przedstawiona na rysunku 6, a jej równanie wyraża wzór:

$$K = 0{,}5 + \frac{C}{1-C} - a \qquad [16]$$

Ponieważ w obliczeniu uwzględnialiśmy głównie dłuższe części niesymetrycznie zerwanych próbek, co sztucznie podwyższało nieco wartość K, przeto prowadząc prostą, należało się trzymać raczej dolnej a nie górnej granicy rozmieszczenia punktów.

Wyrażenie [16] jak wskazują dalsze obliczenia, dostatecznie dokładnie odzwierciedla odkształcenie się metali. Nie należy jednak sądzić, że jest ono jedyną możliwą postacią spółczynnika K. Pewne teoretyczne uzasadnienia przemawiają za innym nieco zmienionym wzorem, który można wyrazić zależnością

$$K = 0{,}5 + 0{,}93\left(\frac{C}{1-C} - a\right).\left(1 + 0{,}2 . a\right).$$

Jednak poprzestaniemy na wyrażeniu [16], gdyż jest ono bardziej proste, a różnice pomiędzy obu związkami są minimalne i nie odgrywają roli w praktyce.

Znając wydłużenie równomierne a i przewężenie C dla jakiegokolwiek bądź metalu, możemy znaleźć z rysunku 6 spółczynnik K, a co za tym idzie obliczyć wpływ przewężenia na całkowite wydłużenie.

5. Wpływ główek na odkształcenie próbek przy próbie rozrywania.

Z kolei zajmiemy się drugim czynnikiem od którego zależy całkowite wydłużenie, mianowicie oddziaływaniem główek. W tym celu powróćmy do zagadnienia odkształcenia pręta swobodnego. Po przekształceniu wzoru [8] możemy znaleźć długość pręta L_m po rozerwaniu.

$$L_m = (A_m + 1)\, m\, d_0 \qquad [17]$$

przyczem L_0 we wzorze [8] zastępujemy wartością $m \,.\, d_0$.

Wstawiając w wzorze [17] A_m z równania (7) otrzymujemy:

$$L_m = md_0 + amd_0 + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{Km + 1} \cdot md_0 \qquad [18]$$

Oznaczmy przez dL_m różniczkę długości próbki po rozerwaniu w dowolnym miejscu, a przez dm różniczkę smukłości pręta odpowiadającą wybranemu odcinkowi. Otrzymaną pochodną podzieloną przez d_0

$$A'_m = \frac{dL_m}{dm} \cdot \frac{1}{d_0} \qquad [19]$$

nazwiemy rzeczywistym spółczynnikiem wydłużenia miejscowego. Spółczynnik ten jest wielkością zmienną i zależy od wybranego miejsca na rozerwanej próbce. Pochodną $\frac{dL_m}{dm}$ znajdziemy z równania [18].

$$\frac{dL_m}{dm} = d_o \left[1 + a + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{(Km+1)^2}\right] \qquad [20]$$

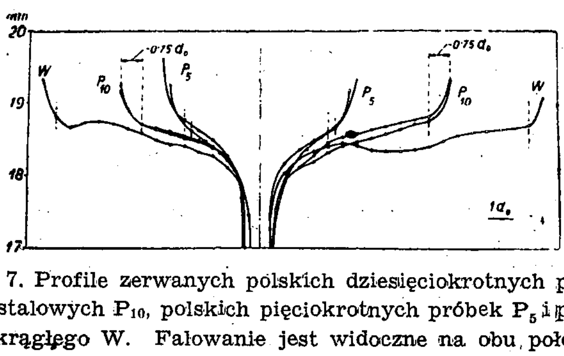
podstawiając tą wartość w zależności [19] otrzymamy

$$A'_m = 1 + a + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{(Km+1)^2} \qquad [21]$$

Wzór [21] pozwala znaleźć wielkość spółczynnika wydłużenia miejscowego w każdym przekroju rozerwanego pręta metalowego. Na wielkość wydłużenia miejscowego składają się dwa czynniki: przewężenie i wydłużenie równomierne.

Przejdźmy obecnie do próbek profilowych. Chcąc rozszerzyć zakres stosowania wzoru [21] również na próbki z główkami, musimy w wzorze tym uwzględnić trzeci czynnik, mianowicie hamujące oddziaływanie główek.

Jak wyjaśnia schematyczny rysunek 5 wpływ główek na odkształcenie próbek maleje w miarę oddalania się od nich. Stąd pomiar średnic w bliskości główek rozerwanej próbki jest najbardziej miarodajny do oceny w jakim stopniu zostaje zahamowane swobodne odkształcenie próbek przez główki.



Rys. 7. Profile zerwanych polskich dziesięciokrotnych próbek stalowych P_{10}, polskich pięciokrotnych próbek P_5 i pręta okrągłego W. Falowanie jest widoczne na obu połówkach pręta.

Z przytoczonych rysunków 7, 8 i 9 ilustrujących profile szeregu próbek z różnych metali po ich rozerwaniu, możemy wnioskować, że zgrubienie średnicy spowodowane główkami da się wyrazić wzorem parabolicznym. Zgrubienie to pociąga z kolei zmniejszenie wielkości miejscowego zdłużenia o pewną wartość X będącą składową wpływu główek na zadłużenie miejscowe, a wyrażoną wzorem.

$$X = \frac{W}{(D-m)^2} \qquad [22]$$

tu m oznacza smukłość, a W i D spółczynniki o których będzie mowa w dalszej części pracy. Teraz będziemy mogli wyrażenie [22] wstawić jako uzupełnienie do wzoru [21] i otrzymać wzór na wydłużenie miejscowe próbki profilowej:

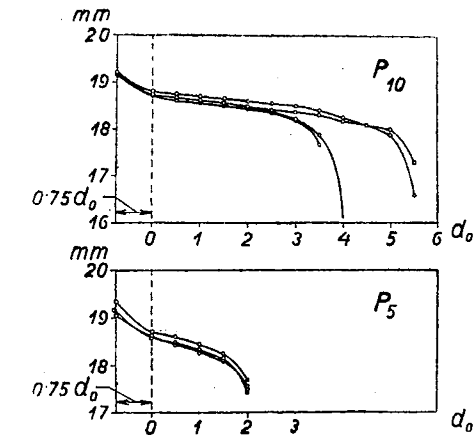
$$A'_m = 1 + a + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{(Km+1)^2} - \frac{W}{(D-m)^2} \qquad [23]$$

Łatwo wykazać na podstawie [17] i [19], że suma wszystkich wydłużeń miejscowych w granicach od zera do m t. j. $\int_o^m A'_m \, . dm$ jest równa:

$$\int_o^m A'_m \, . dm = (A_m + 1)\, m \qquad [24]$$

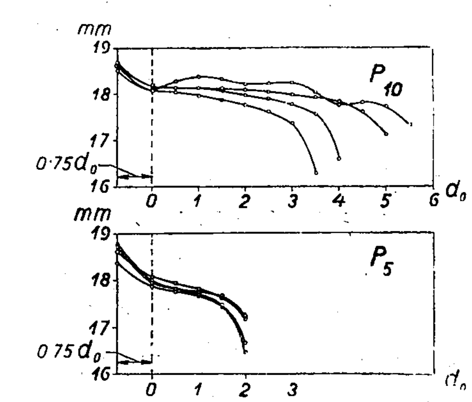
czyli:

$$A_m = \frac{\int_o^m A'_m \, . dm}{m} - 1 \qquad [25]$$



Rys. 8. Profile połówek zerwanych polskich próbek wykonanych ze stali.

To wyrażenie jest matematycznym ujęciem zasady, że objętość próbki po rozerwaniu jest równa objętości pierwotnej przed odkształceniem.



Rys. 9. Profile obu połówek zerwanych polskich próbek, wykonanych z żelaza „Armco", wtórne miejscowe przewężenie jest widoczne na jednej z połówek próbki dziesięciokrotnej.

Po zcałkowaniu dostajemy:

$$A_m = a + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{Km+1} - \frac{W}{D(D-m)} \qquad [26]$$

t. j. wzór na wydłużenie całkowite dla próbki z główkami.

Rozważania te pozwalają nam również wyznaczyć spółczynnik wydłużenia równomiernego a. Zanim to uczynimy dokonamy przekształcenia wzoru [23] przez wprowadzenie nowego spółczynnika $B = \frac{W}{D}$, równość [23] przyjmie postać:

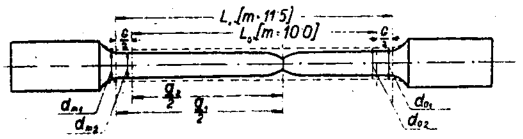
$$A'_m = 1 + a + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{(Km+1)^2} - \frac{BD}{(D-m)^2} \quad [27]$$

a ponieważ pomiędzy wydłużeniem miejscowym i wydłużeniem równomiernym istnieje następujący związek:

$$A'_m = 1 + a_m \quad [28]$$

więc podstawiając [28] w [27] otrzymujemy:

$$a = a_m + \frac{BD}{(D-m)^2} - \frac{\frac{C}{1-C} - a}{(Km+1)^2} \quad [29]$$



Rys. 10. Wielkości służące do znalezienia stałej D, dotyczące próbki przed i po zerwaniu.

Znając dane odnoszące się do a_m, mamy możność wyznaczenia spółczynnika równomiernego wydłużenia w jakimkolwiek miejscu rozerwanej profilowej próbki.

Wzory dotąd wprowadzone, mianowicie na wydłużenie całkowite [26] i wydłużenie równomierne [29] są słuszne dla próbek, które zerwały się w środku długości. Próbki długie jednak często rozrywają się niesymetrycznie, musimy zatym tę okoliczność uwzględnić w wyprowadzonych zależnościach, gdyż w przeciwnym wypadku uzyskalibyśmy nieścisłe rezultaty. Przypuśćmy, że próbka dziesięciokrotna, dla której chcemy obliczyć wartość wydłużenia równomiernego a została rozerwana niesymetrycznie. W tym wypadku lepiej jest korzystać z części dłuższej w celu uzyskania danych, które następnie chcemy zużytkować w myśl wzoru [29]. Zazwyczaj interesuje nas wydłużenie miejscowe a_5 w odległości $m = 5$ od miejsca rozerwania. Łatwo stwierdzić w myśl zależności [29], że dla dłuższej części próbki wpływ przewężenia w odległości $m = 5$, będzie taki sam jak w próbce rozerwanej symetrycznie, natomiast wpływ główki, wobec wielkiego oddalenia się od niej jest o wiele mniejszy niż przy symetrycznym odkształceniu. Stąd wynika, że wpływ przewężenia dominuje nad wpływem główek, oddziaływania te nie równoważą się wzajemnie jak to miało miejsce w odległości $m = 5$ przy próbkach rozerwanych symetrycznie. Znalezione a_5 będzie więc większe niż w przypadku, gdy mamy do czynienia z próbką zerwaną w środku.

Celem uniknięcia błędu wprowadzamy nową długość q zgodnie z rys. 10. Znaczenie q_2 jest podobne jak m w poprzednich rozważaniach. Na rysunku zaznaczono $\frac{q_2}{2}$ odniesione do części dłuższej zerwanej próbki.

Aby wyjaśnić znaczenie q_2 załóżmy, że próbka dziesięciokrotna została rozerwana niesymetrycznie (rys. 10). Usuńmy teraz część krótszą zerwanej próbki a na jej miejscu wyobraźmy sobie identyczną część pozostałej dłuższej. Mamy więc część dłuższą próbki i jej jak gdyby lustrzane odbicie. Całość wyobraża nam próbkę dłuższą zerwaną symetrycznie. Jest rzeczą jasną, że spółczynnik smukłości q_2 tego sztucznego tworu będzie większy od dziesięciu. Po wprowadzeniu nowej długości q_2 wzór [29] przyjmie ostateczną postać:

$$a = a_m + \frac{BD}{(D-m)^2} - \frac{\frac{C}{1-C} - a}{[K(q_2-m)+1]^2} \quad [30]$$

Zamiana m na $(q_2 - m)$ we wzorze [30] sprawia, że w próbce zerwanej niesymetrycznie, możemy powiązać interesujące nas wielkości, w jeden wzór, który wyraża odkształcenie próbki w tej postaci, jak gdyby rozerwała się ona w środku.

Korzystając z zależności [30] możemy obliczyć wartości a dla próbek dziesięciokrotnych bez względu na to czy zerwały się symetrycznie czy nie.

Wróćmy teraz do kwestii ustalenia wpływu główek na wydłużenie całkowite. Zagadnienie to sprowadza się do określenia spółczynników B i D wzór [29]. Podstawiając w tym wzorze za a_m wartość z [13] otrzymujemy:

$$X = \frac{BD}{(D-m)^2} = 1 + a + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{(Km+1)^2} - \left(\frac{d_o}{d_m}\right)^2 \quad [31]$$

a dla próbek niesymetrycznie zerwanych:

$$X = \frac{BD}{(D-m)^2} = 1 + a + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{(Kq+1)^2} - \left(\frac{d_o}{d_m}\right)^2 \quad [32]$$

Wzór [32] pozwala obliczyć wielkość X wpływu główek na wydłużenie miejscowe dla dowolnego miejsca niesymetrycznie zerwanej próbki. Ponieważ wpływ ten występuje najsilniej w pobliżu główek, więc obliczamy jego wielkość w miejscu $m = 10$ i $m = 11,5$ t. j. przy końcach części cylindrycznej dla próbek dziesięciokrotnych.

Jak wiadomo w każdej próbce na rozrywanie możemy wyróżnić: część cylindryczną, główki, i przejścia pomiędzy częścią cylindryczną a główkami (rys. 5). Porównując całą długość części cylindrycznej próbki z jej długością pomiarową L_{om} zauważamy że L_{om} jest mniejsze od części cylindrycznej. Różnice stanowi odległość G którą nazywamy odsadzeniem. Wielkość odsadzenia wyrażamy jako wielokrotność średnicy d_o. Odsadzeniem różnią się rozmaite typy próbek profilowych rys. 3. n. p. polskie dziesięciokrotne próbki mają $G = 1,5\ d_0$, a niemieckie dziesięciokrotne mają $G = 1\ d_0$.

Miejsce odpowiadające $m = 10$ dla polskiej próbki dziesięciokrotnej znajduje się w punktach

końcowych jej długości pomiarowej L_{om}, przekrój AB na rysunku 5, natomiast $m = 11{,}5$ odpowiada końcom części cylindrycznej, której długość jest równa: $L_{om} + G$.

Dla polskiej próbki dziesięciokrotnej $L_{om} = 10 . d_0$ i $G = 1{,}5 . d_0$, długość części cylindrycznej będzie równa: $10\ d_0 + 1{,}5\ d_0 = 11{,}5\ d_0$.

Weźmy z kolei pod rozwagę dziesięciokrotną próbkę zerwaną niesymetrycznie. Dla tej próbki, ze wzoru (32) obliczymy wpływy główek na wydłużenie miejscowe: X_1 w miejscu $m = 11{,}5$ i X_2 w miejscu $m = 10$. Do obliczenia potrzebujemy wartości C, a, K, q, d_0 i d_m. Średnicę d_0 mierzymy przed rozerwaniem próbki, zaś d_{m_2} — dla $m = 10$ i d_{m_1} dla $m = 11{,}5$ po jej rozerwaniu rys. 10. Przewężenie C obliczymy znając średnicę mierzoną w szyjce d_c i średnicę d_0 (wzór [9]). Wydłużenie równomierne a obliczymy za pomocą wzorów [13, 14]. Spółczynnik K oznaczymy z rysunku 6. Wartości q_2 dla $m = 10$ i q_1 dla $m = 11{,}5$ znajdziemy traktując dłuższą część zerwanej próbki jako połowę próbki zerwanej symetrycznie. Innymi słowy mamy wszystkie dane pozwalające nam obliczyć wartości X_1 i X_2 dla naszej polskiej dziesięciokrotnej próbki.

Mając obliczone X_1 i X_2 możemy przystąpić do obliczenia współczynników B i D, korzystając z lewej strony równania [32]:

$$X_1 = \frac{B\,D}{D\text{-}11{,}5)^2} \qquad [33]$$

$$X_2 = \frac{B\,D}{(D-10)^2} \qquad [34]$$

przyczem podstawiamy w mianowniku: $m = 11{,}5$ dla X_1 i $m = 10$ dla X_2.

Możemy uważać, że spółczynnik D zależny jest tylko od typu próbki, natomiast na jego wielkoć nie wpływają własności plastyczne metalu, z którego próbka została sporządzona. Odwrotnie przyjmiemy, że spółczynnik B jest zależny tylko od własności plastycznych materiału, natomiast nie zależy od typu próbki. Jeżeli np. z tej samej miedzi wykonamy dwie próbki, angielską i francuską to spółczynnik B w myśl naszego założenia będzie w obydwu wypadkach ten sam.

Z [33] i [34] po wyeliminowaniu B otrzymamy:

$$D = \frac{11{,}5\sqrt{X_1} - 10\sqrt{X_2}}{\sqrt{X_1} - \sqrt{X_2}} \qquad [35]$$

W myśl [32], mając obliczone X_1 i X_2 dla danych polskich dziesięciokrotnych próbek obliczymy dla nich spółczynnik D za pomocą wzoru [35].

W ten sposób prowadzimy obliczenia wielkości D dla próbek dziesięciokrotnych wykonanych z rozmaitych metali, o różnych własnościach plastycznych. Uzyskane wartości D niewiele się różnią między sobą, a ich wartość średnia wynosi $D = 13{,}5$.

Mając obliczoną wielkość spółczynnika D możemy za pomocą wzoru [33] znaleźć poszczególne wartości spółczynnika B dla rozmaitych metali z których były wykonane badane próbki dziesięciokrotne.

Po przekształceniu wzoru [33] i podstawieniu za D obliczonej wartości $D = 13{,}5$ otrzymamy:

$$B = \frac{(13{,}5 - 11{,}5)^2}{13{,}5}\ X_1 = 0{,}2962\ X_1 \qquad [36]$$

Przez podstawienie już obliczonych wartości X_1 we wzorze [36] znajdziemy szereg wartości spółczynnika B dla rozmaitych metali.

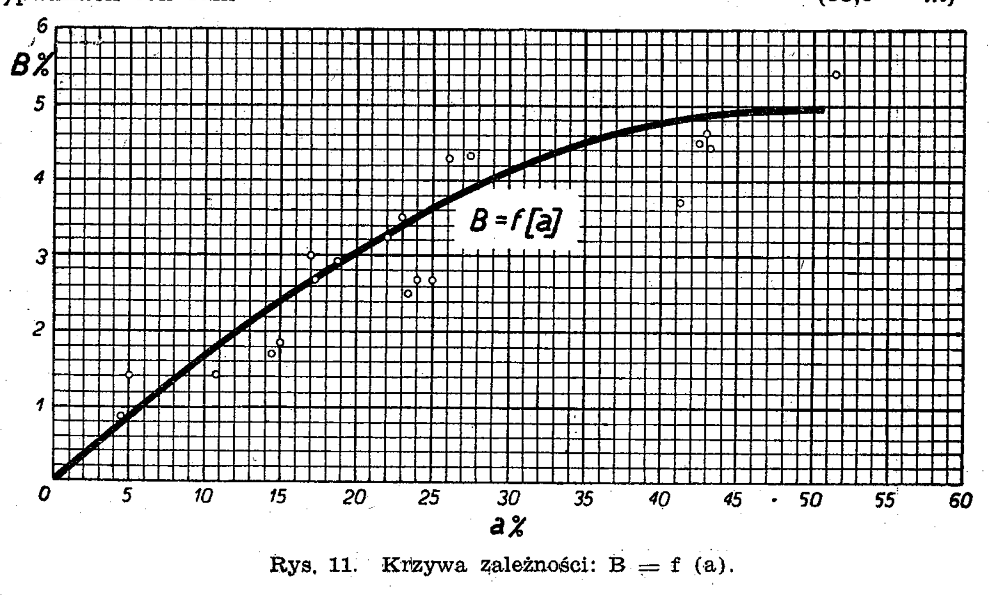
Łatwo wykazać, że spółczynnik B związany jest z wielkością równomiernego wydłużenia a, ponieważ oddziaływanie główek zanika gdy wartość a zdąża do zera. Na podstawie tego spostrzeżenia przedstawiliśmy na rys. 11 zmienność spółczynnika B za pomocą krzywej. Można ją wyrazić równaniem:

$$B = f(a) \approx 0{,}195\,a\,(1\text{-}a) \qquad [37]$$

Znając wydłużenie równomierne a dla jakiegoś metalu możemy za pomocą krzywej na rys. 11 ustalić wartość spółczynnika B.

Mając wielkość spółczynnika D dla próbek dziesięciokrotnych oraz spółczynnika B, możemy z kolei określić wpływ główek na wielkość zdłużenia miescowego polskich próbek dziesięciokrotnych za pomocą wzoru:

$$X = \frac{13{,}5\ B}{(13{,}5 - m)^2} \qquad [38]$$



Rys. 11. Krzywa zależności: B = f (a).

6. Wydłużenie różnego typu próbek.

Celem naszym jednak było bardziej wszechstronne zadanie zbadania wpływu główek na wydłużenie całkowite dla wszystkich próbek profilowych. Aby temu zadośćuczynić musimy dokonać przekształcenia wzoru [38].

W wzorze tym zamiast 13,5 w mianowniku możemy podstawić $2 + M + G$, gdzie G jest odsadzeniem próbki, w tym wypadku równe jest ono $1{,}5\,d_0$, zaś M jest spółczynnikiem smukłości całej próbki. Dla polskiej próbki dziesięciokrotnej $M = 10$. To przekształcenie mogliśmy dokonać opierając się na fakcie że próbka o tej samej główce i tym samym odsadzeniu posiada to samo zgrubienie przy główce niezależnie od jej długości.

Ostatecznie osiągamy

$$X = \frac{13{,}5\,B}{(2 + M + G - m)^2} \qquad [39]$$

Podstawiając [39] w wzorze [27] na zdłużenie miejscowe, po scałkowaniu otrzymujemy dla całkowitej długości pomiarowej, zakładając $M = m$.

$$A_m = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - a}{K M + 1} - \frac{13{,}5\,B}{(2 + G)\,(2 + M + G)} \qquad [40]$$

Wyrażenie $\frac{13{,}5}{(2 + G)\,(2 + M + G)}$ które jest wielkością stałą dla danego typu próbki, oznaczamy symbolem J_M, zatem wzór [40] przyjmie postać

$$A_m = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - a}{K M + 1} - B\,J_M \qquad [41]$$

Wartości J_M dla wszystkich próbek uwzględnionych w naszej pracy, podaje tablica II.

TABLICA II

Wartości współczynnika J_M

Rodzaj próbki	Wartość J_M
Polska dziesięciokrotna	$J_{10\,p} = 0{,}286$
Niemiecka dziesięciokrotna	$J_{10\,g} = 0{,}346$
Francuska	$J_{7{,}25} = 0{,}498$
Polska pięciokrotna	$J_{5\,p} = 0{,}454$
Niemiecka pięciokrotna	$J_{5\,g} = 0{,}562$
Amerykańska	$J_{4} = 0{,}831$
Angielska	$J_{3{,}55} = 0{,}922$
$m = 5$ mierzone na dziesięciokrotnej polskiej próbce.	$J_{5/10} = 0{,}177$

W celu praktycznego wykorzystania osiągniętych wyników, korzystając z [40] i [41] podajemy szereg zależności ujmujących wydłużalność poszczególnych próbek.

Polskie próbki dziesięciokrotne

$$A_{10\,p} = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - a}{10\,K + 1} - B\,J_{10\,p} \qquad [42]$$

Niemieckie próbki dziesięciokrotne

$$A_{10\,g} = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - a}{10\,K + 1} - B\,J_{10\,g} \qquad [43]$$

Francuskie próbki

$$A_{7{,}25} = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - 1}{7{,}25\,K + 1} - B\,J_{7{,}25} \qquad [44]$$

Polskie próbki pięciokrotne

$$A_{5\,p} = a + \frac{\frac{C}{C\text{-}1} - 1}{5\,K + 1} - B\,J_{5\,p} \qquad [45]$$

Niemieckie próbki pięciokrotne

$$A_{5\,g} = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - 1}{5\,K + 1} - B\,J_{5\,g} \qquad [46]$$

Amerykańskie próbki

$$A_{4} = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - 1}{4\,K + 1} - B\,J_{4} \qquad [47]$$

Angielskie próbki

$$A_{3{,}55} = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - 1}{3{,}55\,K + 1} - B\,J_{3{,}55} \qquad [48]$$

Dla próbek dziesięciokrotnych przy długości pomiarowej $m = 5\,d_0$

$$A_{5/10} = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - a}{5\,K + 1} - B\,J_{5/10} \qquad [49]$$

Dla pręta okrągłego przy długości pomiarowej $m = 5d_0$.

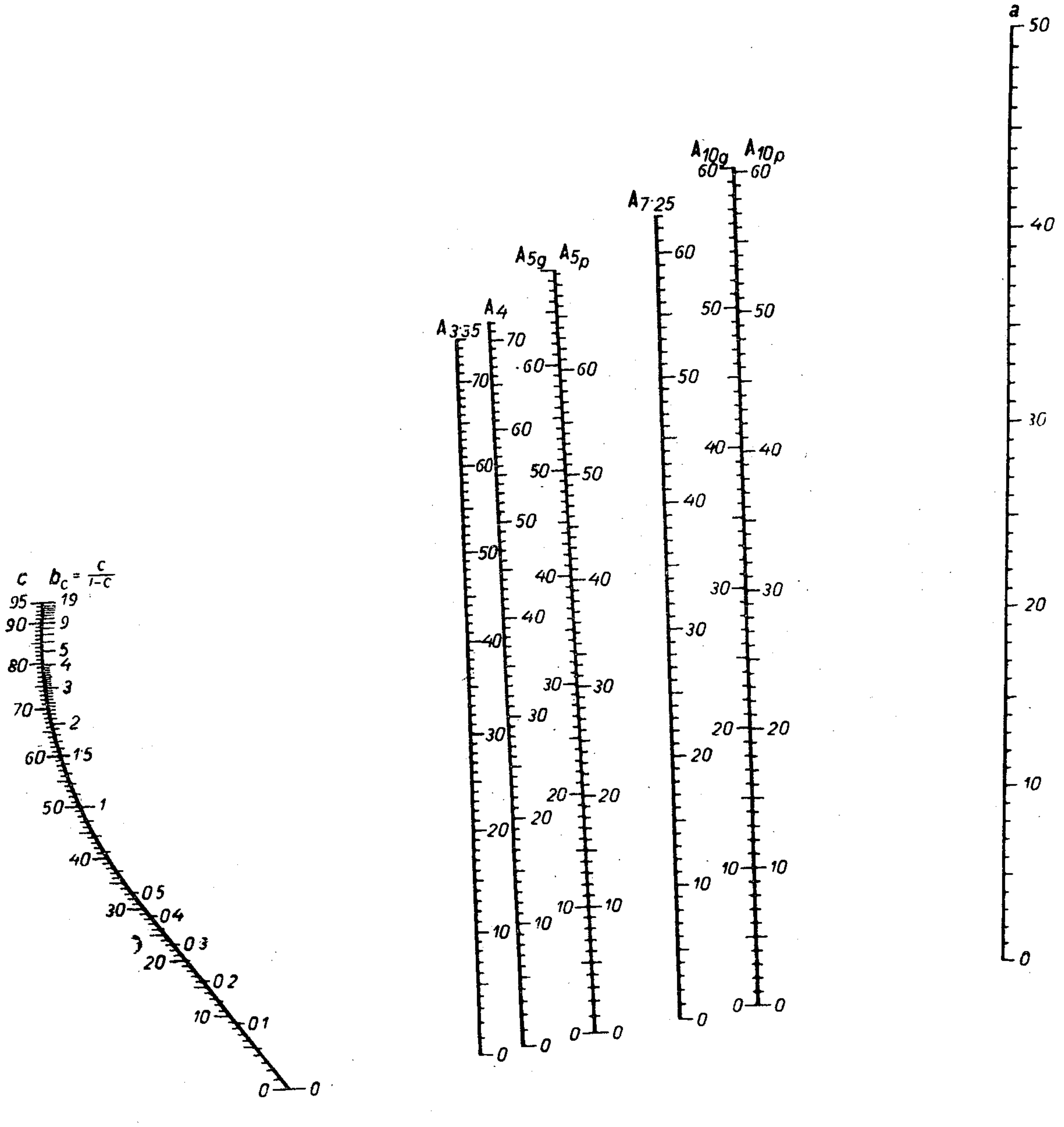
$$A_{10} = a + \frac{\frac{C}{1\text{-}C} - a}{10\,K + 1} \qquad [50]$$

Posiłkując się zależnściami [42] do [50] zbudowaliśmy dwa nomogramy. Rys. 12, 13, które umożliwiają znalezienie w sposób łatwy wydłużeń próbek należących do typów wymienionych w naszej pracy.

7. Ogólne zastosowanie nomogramów.

Rysunek 12 przedstawia nomogram służący do przeliczania wydłużeń całkowitych próbek polskich, i niemieckich dziesięciokrotnych, francuskich, polskich i niemieckich pięciokrotnych, amerykańskich i angielskich. Ponadto nomogram umożliwia znalezienie wydłużenia równomiernego dowolnej próbki. Wydłużenia całkowite dla próbek rozmaitego typu, jak również wartości wydłużenia równomiernego a zostały zaznaczone na osiach pionowych. Z lewej strony nomogramu znajduje się krzywa wycechowana wg. skali przewężeń C, z odpowiadającymi przewężeniom wartościami wyrażenia: $b_c = \frac{C}{1-C}$.

Sposób użycia nomogramu wyjaśnimy na przykładzie próbek: amerykańskiej i polskiej dziesięciokrotnej.

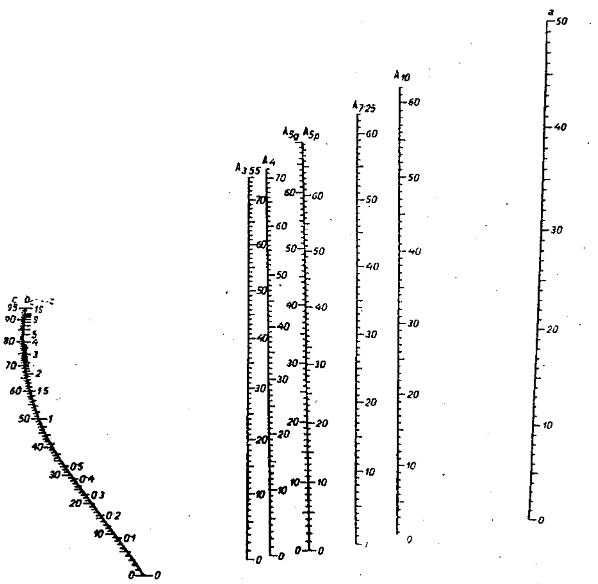


Rys. 12. Nomogram dla wzajemnego przeliczania wydłużeń rozmaitych próbek:

C — przewężenie w %,
$A_{3,55}$ — angielskiej próbki w %,
A_4 — amerykańskiej próbki w %,
A_{5g} — niemieckiej próbki w %,
A_{5p} — polskiej próbki w %,
$A_{7,25}$ — francuskiej próbki w %,
A_{10g} — niemieckiej próbki w %,
A_{10p} — polskiej próbki w %,
a — wydłużenie równomierne w %.

Mając dane wytrzymałościowe próbki amerykańskiej o współczynniku smukłości $M = 4$, możemy łatwo znaleźć wydłużenie polskiej dziesięciokrotnej próbki, której współczynnik smukłości $M = 10$. Na osi dla próbek amerykańskich znajdujemy punkt odpowiadający znanemu wydłużeniu A_4. Podobnie na krzywej przewężeń ustalamy punkt, który odpowiada jej znanemu przewężeniu. Prowadząc prostą przez tak uzyskane dwa punkty t. j. punkt na osi A_4 i na krzywej przewężeń, znajdziemy szukane wydłużenie polskiej próbki dziesięciokrotnej, odczytując w punkcie przecięcia tejże prostej z osią wydłużeń ($A_{10\,p}$).

W celu porównywania wydłużeń A_{10} swobodnego pręta mierzonych na długości pomiarowej $m = 10$ z wydłużeniami próbek profilowych uwzględnionych w naszej pracy, został skonstruowany drugi nomogram rys. 13. Nomogram ten różni się tym od poprzedniego, że zamiast wydłużeń dziesięciokrotnych próbek polskich i niemieckich, zostały zaznaczone wydłużenia całkowite A_{10} okrągłego pręta, posiadającego jednakową średnicę na całej swej długości.



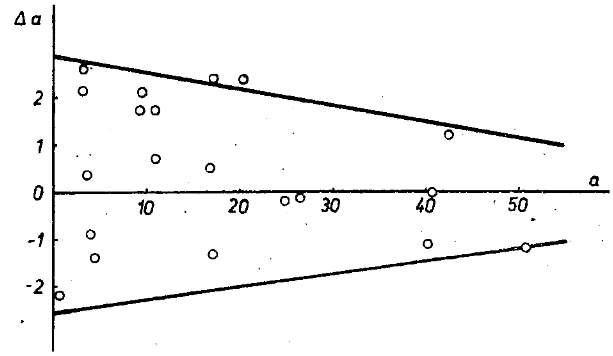
Rys. 13. Nomogram dla wzajemnego przeliczania wydłużeń rozmaitych próbek. Oznaczenia jak na rys. 12. A_{10} — wydłużenie pręta okrągłego w %.

Nomogramy te są dogodne w użyciu i umożliwiają łatwe znalezienie wydłużenia całkowitego odpowiadającego wydłużeniu próbki innego rodzaju, o ile znane jest przewężenie i wydłużenie danej próbki. Pozatym nomogramy pozwalają na znalezienie wydłużenia równomiernego gdy mamy jedynie wydłużenie całkowite i przewężenie C.

8. Porównanie wyników uzyskanych na drodze teoretycznej z uzyskanymi dzięki próbie na rozerwanie.

Dokładność nomogramów możemy stwierdzić przez porównanie dla tych metali spółczynnika równomiernego wydłużenia a odczytanego z nomogramu z danych A_m uzyskanych z próby rozrywania. Odchyłki Δa wynikłe przez porównanie znalezionych wartości a są niewielkie i nie przekraczają granicy błędów pomiarowych. Skoro przedstawimy Δa w zależności od a (rys. 14), zauważymy, że punkty odpowiadające odchyłkom są rozrzucone po obu stronach osi a w stopniu mniejwięcej jednakowym, co świadczy o tym, że różnice te są wynikiem błędów pomiarowych, oraz usterkami towarzyszącymi procesowi rozciągania długich próbek, o których będzie mowa w dalszej części pracy. Jak widać z rysunku 14 rozrzut punktów maleje gdy a się zwiększa. W miarę przejścia do metali bardziej ciągliwych, odchyłki stają się coraz mniejsze.

Dokładność nomogramu możemy również stwierdzić na podstawie danych doświadczalnych, odnoszących się do pewnych kategorii metali. Dla przykładu przytoczymy podane przez Society Automotive Engineers [14]) wartości wydłużenia całkowitego



Rys. 14. Odchyłki spółczynnika a obliczone z nomogramu przy porównaiu próbek krótkich (3,55 i 4-krotnych) z długimi 10-krotnymi.

i przewężenia próbek wykonanych ze stali molibdenowej SAE. 4140. Stal ta hartowana w oleju a następnie odpuszczana charakteryzuje się zerowym lub bliskim zera wydłużeniem równomiernym. Znając wartości przewężenia C dla poszczególnych próbek i wiedząc, że wydłużenie równomierne $a = 0$, znajdziemy korzystając z nomogramu wartości $A_{4\,(nom)}$ dla każdej z nich. Znalezione wartości $A_{4\,(nom)}$ zestawimy dla porównania z uzyskanymi przy próbie rozciągania A_4 (dośw.) w tablicy III. Jak widać wartości znalezione przy pomocy nomogramu znajdują się w całkowitej zgodzie z wielkościami doświadczalnymi.

TABLICA III.

Wartości wydłużenia amerykańskich próbek, znalezione przy pomocy nomogramu rys. 12, w porównaniu z uzyskanymi z próby rozrywania.

Materiał próbki	a %	C %	A_4% Doświadczalnie	A_4% z nomogramu
Stal S. A. E. 4140	0	36	10,0	10,5
	0	40	11,0	11,4
	0	45	12,0	12,7
	0	51	14,0	14,1

[14]) Society Automotive Engineers, Kent's Mechanical Engineer's Handbook. London 1936.

Posługując się nomogramem możemy porównać wyniki osiągnięte przez innych autorów. Weźmy na przykład wykres skonstruowany przez *W. Kuntzego* rys. 1. Dla przyjętych trzech par wartości A_{10n} i C wyznaczyliśmy za pomocą obu nomogramów wydłużenia A_{5n}, które w zestawieniu z A_{10n}, C i a podaje tablica IV.

TABLICA IV.

Porównanie wydłużeń znalezionych przy pomocy nomogramu rys. 12 z uzyskanymi z wykresu *W. Kuntze'go.*

Próbka G10		Zgodnie z nomogramem rys 1		Zgodnie z nomogramem rys. 16		Różnica (A_{5g})— A_{5g}
A_{10g} %	C %	(A_{5g}) %	a %	A_{5g} %	a %	
10	50	15,4	4,2	14,8	4,1	0,6
20	60	26,4	13,0	25,3	13,8	1,1
30	70	37,4	21,0	36,0	23,3	1,4

Wartości A_{5n} uzyskane za pomocą wykresu *W. Kuntzego* są większe niż uzyskane przy pomocy nomogramu naszego. Przyczyna leży prawdopodobnie w niedostatecznym uwzględnianiu wpływu główek w wykresie *W. Kuntzego.*

Korzystając z zależności [13], [27], [28] i [39] mamy możność odwzorcowania profilu próbki czyli w każdym miejscu m na długości próbki możemy znaleźć odpowiadającą średnicę d_m po rozerwaniu:

$$\left(\frac{d_0}{d_m}\right)^2 = 1 + a + \frac{\frac{C}{1-C} - a}{(K\,m + 1)^2} - \frac{13{,}5\,B}{(2 + M + G - m)^2} \qquad [51]$$

oraz opierając się na [39] i [27] w połączeniu z [17] możemy znaleść L_m — długość po rozerwaniu dla dowolnego m:

$$\frac{L_m}{d_0} = \left[1 + a + \frac{\frac{C}{1-C} - 1}{K\,m + 1} - \frac{13{,}5\,B}{(2 + M + G - m)\,(2 + M + G)}\right] \qquad [52]$$

Przy założeniu, że m jest zmienne możemy za pomocą [51] i [52] wykreślić profil dowolnej próbki po rozerwaniu, n. p. angielskiej czy amerykańskiej korzystając z danych uzyskanych przy rozerwaniu tej próbki, względnie jakiejś innej, wykonanej z tego samego metalu.

Weźmy dla przykładu próbki amerykańskie. Z próby rozciągania dostaniemy wartości przewężenia C i wydłużenia całkowitego A_4. Dla nich znajdziemy za pomocą nomogramu wartość wydłużenia równomiernego a. Możemy więc obliczyć średnicę rozerwanej próbki w dowolnym miejscu n. p. na końcach jej długości pomiarowej. Średnicę tą oznaczymy przez d_M

TABLICA V.

Obliczone średnice amerykańskich i angielskich próbek dla punktów końcowych długości pomiarowej.

Rodzaj próbek	C %	Am %	a %	B %	K	$\left(\frac{d_0}{d_M}\right)^2$ Obliczono	$\left(\frac{d_0}{d_M}\right)^2$ z obserwacji
1 Am	69,8	40,2	25,0	3,7	2,56	1,186	1,180
4 Am	30,5	10,1	1,4	0,35	0,93	1,026	1,026
11 Am	59,6	30,4	16,7	2,7	1,81	1,128	1,121
14 Am	26,6	13,7	7,9	1,3	0,78	1,068	1,061
Cu Ang	78,5	60,6	42,1	4,5	3,73	1,335	1,305
M 60 Ang	58,2	52,4	40,9	4,5	1,48	1,332	1,335
M 67 Ang	76,0	69,4	51,9	4,6	3,14	1,438	1,436
Al Ang	78,6	45,6	26,2	3,4	3,91	1,191	1,163

Mając C i A_4 z próby rozciągania, wydłużenie równomierne a znalezione przy pomocy nomogramu rys. 12, spółczynniki K i B z wykresów rys. 6 i 11 oraz przyjmując dla końców długości pomiarowej $m = M = 4$ i znając wielkość odsadzenia $G = 0{,}5 \, . \, d_0$ znajdziemy wielkość wyrażenia $\frac{d_0}{d_M}$ dla szeregu próbek amerykańskich wykonanych z rozmaitych metali. Wartości te zestawione z danymi otrzymanymi za pomocą bezpośrednich pomiarów podaje tablica V.

TABLICA VI.

Obliczone średnice zerwanej miedzianej próbki, wykonanej według norm angielskich.

1 Połowa			2 Połowa		
m	$\left(\frac{d_0}{d_m}\right)^2$ obliczone	$\left(\frac{d_0}{d_m}\right)^2$ z obserwacji	m	$\left(\frac{d_0}{d_m}\right)^2$ obliczone	$\left(\frac{d_0}{d_m}\right)^2$ z obserwacji
3,74	1,334	1,286	3,36	1,331	1,332
2,32	1,415	1,421	1,94	1,428	1,432
0,90	1,570	1,542	0,52	1,773	1,768

W podobny sposób obliczyliśmy średnicę w kilku miejscach t. j. dla rozmaitych m na długości pomiarowej próbki angielskiej wykonanej z miedzi. Tablica VI. podaje wartości $\left(\frac{d_0}{d_m}\right)^2$ uzyskane z obliczenia i z pomiarów, zestawione parami dla danego m. Widzimy, że zarówno w tablicy V jak i VI zgodność obliczeń z doświadczeniem jest zadowalająca.

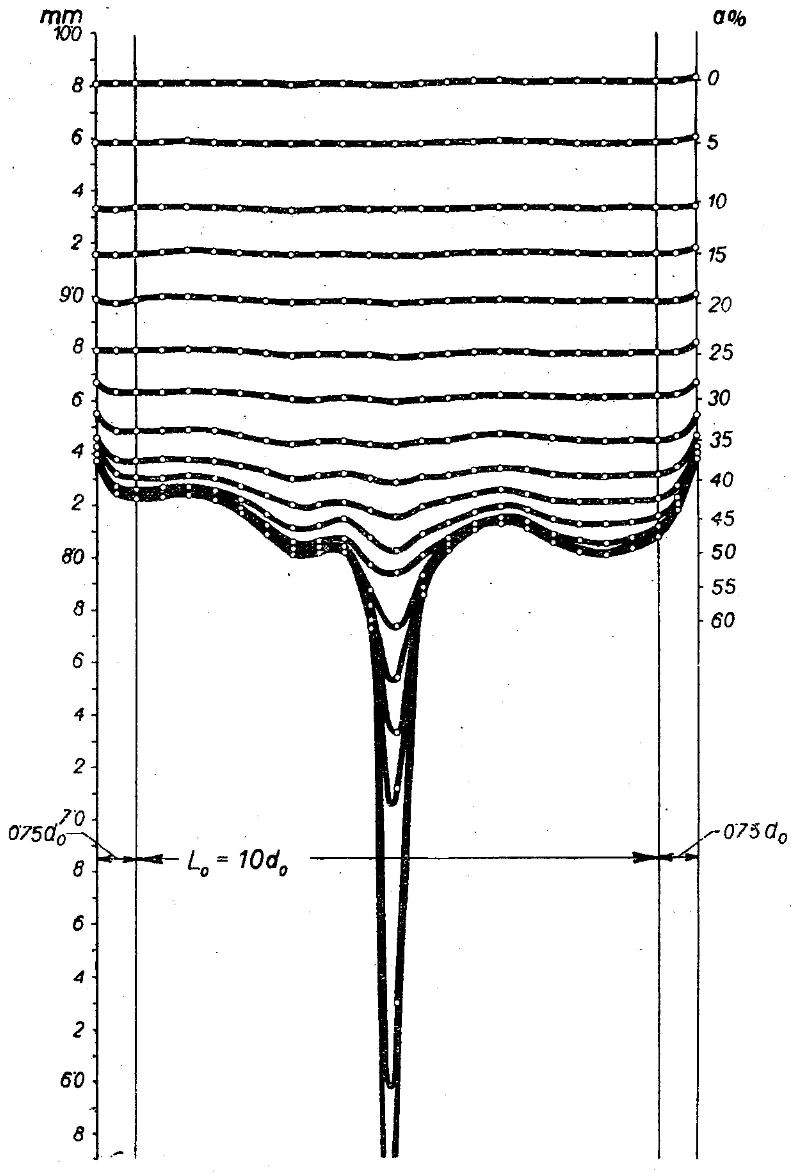
9. Charakterystyka próby rozrywania i ocena kształtu próbki.

Na początku naszej pracy opisaliśmy przebieg procesu rozciągania. Wyodrębniliśmy wtedy dwa stadia odkształcenia: pierwsze — wydłużenia równomiernego, które zachodzi w rozciąganej próbce do chwili zaznaczenia się lokalnego przewężenia

i drugie — w którym próbka rozciąga się już tylko kosztem pogłębiającego się stale przewężenia. Może powstać pytanie czy podział taki jest słuszny, czy wydłużenie równomierne a jest wielkością realną i czy istotnie jest ono stałą, charakterystyczną cechą rozciągania próbek profilowych. Na te pytania najlepiej odpowie doświadczenie: na rys. 15, 16, 17 mamy zaznaczone linie profilu trzech próbek miedzianych, dziesięciokrotnej, pięcio i dwukrotnej, zaopatrzonych w główki wykonane według polskich norm t. j. mających odsadzenie $G=1{,}5.d_0$. Obserwacja profilów pozwala nam oddzielić, bez wątpienia dwa opisane stadia rozciągania. Widocznem jest równomierne zwężanie próbek na całej długości aż do momentu powstania przewężenia. W taki sam sposób zachowują się przy rozciąganiu wszystkie próbki, wytoczone z metali plastycznych niezależnie od metalu z jakiego zostały wykonane.

Przy obserwacji rozciągania długiej próbki dziesięciokrotnej zauważymy jednak, że pierwsze stadium rozciągania kończy się powstaniem nie jednego lecz kilku przewężeń lokalnych. Jedno z tych przewężeń pogłębia się w miarę rozciągania tworząc szyjkę i wtedy metal wchodzi w drugie stadium odkształcenia. W tym okresie pozostałe części próbki biorą nieznaczny udział w procesie rozciągana, próbka wydłuża się jedynie kosztem przewężenia.

Zjawisko pojawiania się kilku przewężeń na przełomie pierwszego i drugiego okresu zachodzi zawsze podczas rozciągania długich próbek wykonanych z metali plastycznych. Prawdopodobieństwo tworzenia się kilku przewężeń jest tym większe im dłuższa jest próbka i im większe posiada odsadzenie G.

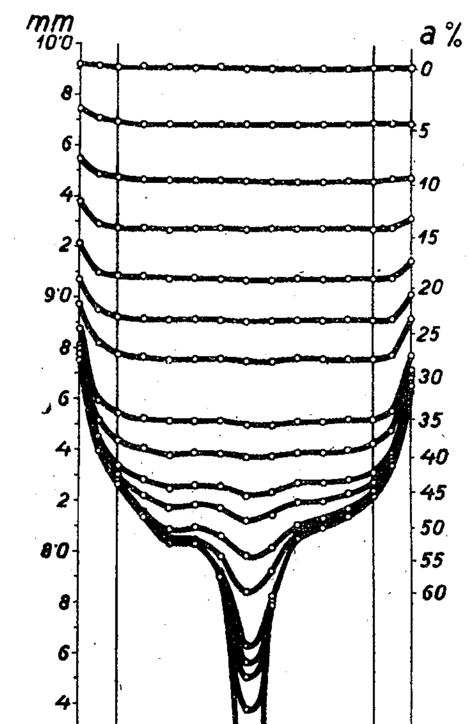


Rys. 15. Profile polskiej dziesięciokrotnej próbki miedzianej mierzone podczas próby na zerwanie. Profile były mierzone co 5% całkowitego wydłużenia. Na granicach jednostajnego wydłużenia próbka wykazuje wtórne dodatkowe miejscowe przewężenia.

Wielkość odsadzenia dlatego odgrywa tu też pewną rolę, gdyż powiększa ono długość cylindrycznej części próbki.

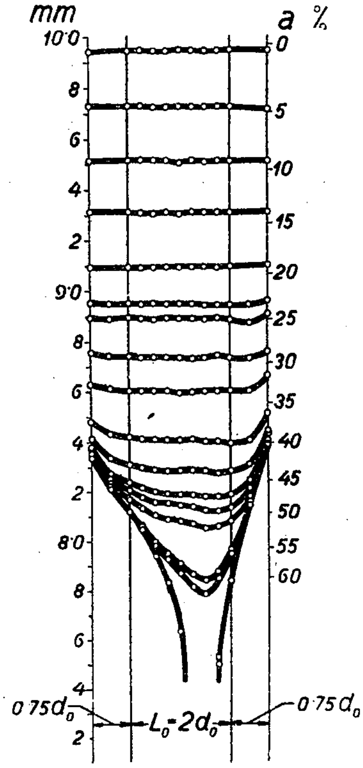
Przy krótkich próbkach natomiast, gdzie długość części cylindrycznej jest niewielka, w porównaniu ze średnicą próbki, powstaje tylko jedno przewężenie, które następnie przechodzi w szyjkę i jest miejscem zerwania próbki. Rysunki 15, 16, 17 stanowią ilustrację do zagadnienia, w jakim stopniu długość próbki sprzyja powstawaniu kilku lokalnych przewężeń. Występujące tu na długiej próbce $M = 10$ lokalne przewężenie rys. 15, nie stanowią wyjątku, rozerwane dodatkowo dwie próbki z tej samej miedzi, jak również inne długie próbki rozrywane prze nas, wykazały podobne profile. Na próbce krótszej $M = 5$ dodatkowe przewężenia stają się niewyraźne rys. 16, a zanikają zupełnie na próbce bardzo krótkiej rys. 17. Tak więc dochodzimy do przekonania że falistość profilu zauważona na próbkach długich jest zjawiskiem normalnym, nie dającym się uniknąć.

Powstanie lokalnych przewężeń zniekształca w pewnym stopniu wyniki próby rozrywania, wprowadza bowiem nie dający się ująć liczbowo czynnik przypadkowości. W drugim stadium odkształcenia do wydłużenia związanego z powstaniem szyjki dodają się wydłużenia powstałe skutkiem sporadycznie pojawiających się przewężeń lokalnych, których ilości ani intensywności niepodobna przewidzieć.



Rys. 16. Profile polskiej 5-krotnej próbki mierzone podczas próby na zerwanie. Profile mierzone co 5% całkowitego wydłużenia.

Te miejscowe przewężenia doprowadzają do rozerwania długiej próbki nie w środku lecz przy główkach, utrudniając lub uniemożliwiając dokładny pomiar spółczynnika wydłużenia całkowitego



Rys. 17. Profile polskiej 2-krotnej próbki mierzone podczas próby na zerwanie. Profile mierzono co 5% całkowitego wydłużenia.

Tworzenie się wielu przewężeń na przełomie I i II-go okresu rozciągania próbek długich, można wytłumaczyć zanikającym oddziaływaniem wpływu główek na bardziej oddalone od nich przekroje próbki.

Wpływ ten wyraża się zgrubieniem końców części cylindrycznej lecz zgodnie z równaniem [39] maleje szybko przy wzroście M i G, w miarę oddalania się od główki i przy wzroście odsadzenia. Zgrubienie występujące na rozciąganych próbkach, w bliskości główek ilustrują wyraźnie rysunki 15, 16, 17. Jest rzeczą jasną, że w wypadku próbek krótkich zgrubienie idące od strony główek uniemożliwia tworzenie się przedwczesnych miejscowych przewężeń i wytwarza z góry skłonność do zerwania się w środku.

W związku z tymi obserwacjami dochodzimy do wniosku, że próbki krótkie z odsadzeniem małym są bardziej racjonalne od długich mających duże odsadzenie.

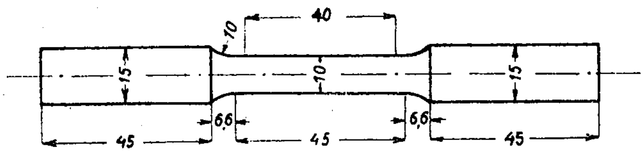
Rozpatrując pod tym kątem widzenia najbardziej rozpowszechnione typy próbek musimy przyznać, że najracjonalniejszy kształt posiadają próbki angielskie i amerykańskie. Mniej szczęśliwie natomiast zostały wybrane dziesięciokrotne próbki polskie i niemieckie. Próbki pięciokrotne polskie i niemieckie są narażone w mniejszym stopniu na powstawanie dodatkowych przewężeń, chociaż

i w tym wypadku duże odsadzenie sprawia, że całkowita długość części cylindrycznych jest równa 6,5 średnicom dla próbki polskiej a 6 średnicom dla próbki niemieckiej. Nie są to więc próbki krótkie w pełnym słowa tego znaczeniu.

Jeżeli chodzi o wybór uniwersalnej racjonalnej próbki, której brak dotkliwie daje się odczuwać, o czym wspominaliśmy na wstępie pracy niniejszej, to należałoby zaproponować próbkę czterokrotną o małym odsadzeniu, wzorowaną na amerykańskiej. Rys. 18 przedstawia właśne taką próbkę.

Próbka amerykańska jest znacznie krótsza od pięciokrotnej próbki polskiej, jej całkowita długość części cylindrycznej równa jest tylko 4,5 średnicom, w tym cztery średnice przypadają na długość pomiarową a pół średnicy na odsadzenie.

Rozpatrzmy teraz korzyści wynikające z zastosowania nowej próbki 4-krotnej. Jest rzeczą jasną, że zastosowanie krótkiej próbki mającej małe odsadzenie, zapewnia dokładne wyniki próby rozrywania, gdyż wyklucza ewentualność powstawania dodatkowych przewężeń, o czem była mowa poprzednio.



Rys. 18. Schemat proponowane nowej europejskiej ekonomicznej próbki.

Stosowanie krótkiej próbki pociąga za sobą również znaczne oszczędności w ilości materiału potrzebnego do jej wykonania, jak również czasu potrzebnego na jej obróbkę. W przybliżeniu można powiedzieć, że próbka dwa razy krótsza będzie wymagała dwa razy mniej metalu, a czas jej obróbki będzie się zmniejszał również w podobnym stosunku.

Ta okoliczność jest szczególnie ważną w laboratoriach wytrzymałościowych rozrywających setki próbek dziennie. Wprowadzenie krótkich próbek zaoszczędzi tym laboratoriom znaczną ilość zużytych metali oraz czasu potrzebnego na skrawanie.

Jeżeli chodzi o korzystanie z danych wytrzymałościowych nagromadzonych przez nasze wytwórnie, uzyskanych dzięki stosowaniu dotychczas dziesięcio- i pięciokrotnych próbek, to należy zaznaczyć, że jedynie liczba całkowitego wydłużenia jest wrażliwa na zmianę długości próbki. Inne spółczynniki uzyskane z próby na rozerwanie jak: granica sprężystości i plastyczności, oraz przewężenie nie są zależne od długości próbki. Co się tyczy wydłużenia całkowitego to dzięki zaproponowanemu przez nas nomogramowi mamy możność łatwego przeliczenia wydłużeń pięcio- i dziesięciokrotnych próbek na wydłużenia próbki czterokrotnej.

Jest jeszcze jeden niezmiernie ważny argument uzasadniający wprowadzenie próbki czterokrotnej. Jak wiadomo amerykanie zdziałali w ostatnich czasach bardzo wiele na polu techniki, a liczne badania nad własnościami wielu tysięcy różnych metali szczodrze ogłaszają w swoich licznych technicznych publikacjach. Wprowadzając więc próbkę wzorowaną na amerykańskiej możemy bezpośrednio zużytkować bogate doświadczenie amerykańskie nad nowymi rodzajami metali, przekazując wprost, bez przeliczeń, wytwórniom i odbiorcom odpowiednie normy zaczerpnięte z danych technicznej literatury Stanów Zjednoczonych.

Korzystać możemy z tych danych bez zastrzeżeń, opierając się na prawie podobieństwa, mimo, że wymiary amerykańskiej próbki podane są w calach zaś wymiary nowej próbki czterokrotnej w milimetrach.

Produkcja masowa przerywana

Prof. inż. L. BURNAT

Niektóre wyniki ankiety wydawnictwa „American Machinist" w sprawie zaopatrzenia amerykańskiego przemysłu w nowsze obrabiarki. Zagadnienie produkcji masowej i seryjnej w warunkach polskich. Produkcja masowa przerywana i zagadnienie gniazd obróbczych. Przykłady nowoczesnych obrabiarek do masowej produkcji, odznaczających się małymi czasami nastawienia.

Wydawnictwo *American Machinist* w 1945 r. przeprowadziło ankietę mającą na celu ustalenie, ile obrabiarek w przemyśle U. S. A. jest starszych ponad 10 lat. Trzeba przypuszczać, że ankieta miała głównie cele handlowe, a mianowicie: pobudzenie chęci do zakupu obrabiarek nowych, a przez to i zapewnienie pracy fabrykom budującym te obrabiarki. W czasie wojny ta gałąź przemysłu bardzo znacznie zwiększyła swoją produkcję i mimo iż niektóre fabryki, które tylko czasowo wprowadziły produkcje obrabiarek, obecnie produkcję tą zarzucają; kierownicy tego przemysłu słusznie obawiają się konieczności ograniczenia produkcji.

Sprawy te mogą być mniejszym albo większym zmartwieniem dla kierowników przemysłu obrabiarkowego U. S. A., dla nas natomiast wyniki ankiety tej są ciekawe z innych przyczyn. Liczby które są zebrane w ankiecie odpowiadają nie tylko na pytanie ile obrabiarek jest starszych ponad 10 lat lecz również z dostateczną dokładnością dają odpowiedź na pytanie — ile Stany Zjednoczone wybudowały obrabiarek w ostatnich 10 latach i jakie maszyny były budowane. Odpowiedzi na te pytania wskazują nam, jakimi obrabiarkami Stany Zjednoczone zwiększyły swoją produkcję wojenną do tego stopnia, że mogły zaspokoić potrzeby swoje i swoich sprzymierzeńców. Zakłada-

my przy tym, że Stany zaopatrywały się tylko w obrabiarki swojego wyrobu, co zapewne jest dostatecznie zgodne z prawdą; ponadto nie uwzględniamy obrabiarek, wybudowanych i zniszczonych w okresie tych lat, jednak można przypuścić, że ilość ta niezbyt zmieni ogólny wygląd sprawy. W ankiecie nie są zapewne podane wszystkie obrabiarki jakie Stany posiadają, lecz i te ilości, które są podane, pozwalają na wysunięcie ciekawych wniosków.

W ankiecie obrabiarki podzielone są na dużą ilość grup, wskutek czego przez porównanie tych grup, można do pewnego stopnia zdać sobie sprawę, jak dalece przemysł amerykański dążył do zwiększenia dokładności swoich wyrobów, w jakim stopniu starał się o zwiększenie gładkości obrabianych części i jakimi maszynami cel ten osiągał. Z punktu widzenia naszej gospodarki narodowej proste naśladowanie amerykańskiego przemysłu obrabiarkowego byłoby nie wskazanym; zapoznanie się jednak z jego sposobem pracy, zwłaszcza dla dzisiejszego planowania w najszerszym znaczeniu tego słowa, będzie zapewne pożyteczne.

Tabl. I podaje drobny wyciąg z ankiety. Wyciąg ten obejmuje tylko te maszyny, które dla treści niniejszego artykułu okazały się potrzebne, bez chęci uważania tych liczb za ważniejsze od innych podanych w ankiecie.

Rozpatrzymy i porównamy ilości obrabiarek podane w tabeli. Pionowa kolumna czwarta podaje mnożnik przyrostu za okres 10 lat.

Dla maszyn wykonywujących nowe sposoby obróbki, jak np. wiórkowanie kół zębatych *(shaving)*, czy szlifowanie uzwojeń, sama liczba przyrostu nie dawałaby jasnego obrazu, dlatego w kolumnie pionowej obok mnożnika przyrostu podane są bezwzględne cyfry wybudowanych maszyn w okresie 10 lat objętych ankietą. Całkowity stan ilości obrabiarek według ankiety wynosi około 1.711.000.— szt. Ścisłość liczb podanych w ankiecie, może nie być bez zarzutu, chociażby z powodu chęci ukrywania prawdziwego stanu ze względów wojskowych; w każdym bądź razie są to liczby w które technik amerykański ma wierzyć, a więc i na nich opierać swe plany.

Poz. druga do czwartej wskazują na ogromne powiększenie ilości wytaczarek wysoce dokładnych, a więc, w rodzaju *Borematic* i podobnych, których wybudowano prawie dwa razy więcej niż wytaczarek zwykłych, oraz ogromną ilość wiertarek przyrządowych. Wiertarki przyrządowe budowane są obecnie przez cały szereg fabryk, które przed wojną ich nie wyrabiały. Duża ilość wstawionych do produkcji wytaczarek wysoce dokładnych i wiertarek przyrządowych wskazuje na odpowiedni wzrost dokładności i gładkości obróbki. Liczby podane w ankiecie pozwalają na stwier-

TABLICA I.

L. p.	Wyszczególnienie	Ogólna ilość	Starsze pon. 10 lat	Przybyło w 10 latach	Mnożnik przyrostu	Ogólna ilość	Starsze pon. 10 lat	Mnożnik przyrostu
		w tysiącach sztuk				sztuk		
1	Ilość wszystkich obrabiarek	1711	652	1059	1,6			
2	Wytaczarki	13,8	6,3	7,5	2,2			
3	Wytaczarki wysoce dokładne	15,6	0,9	14,7	16			
4	Wiertarki przyrządowe	3.8	0,7	3,1	4,5			
5	Przeciągarki poziome	5,3	2,6	2,7	2			
6	„ pionowe	4,4	0,8	3,6	4,5			
7	Wiertarki wielowrzecionowe i specjalne	98,7	39,6	59,1	2,5			
8	Dłutownice Fellows'a	12,4	2,6	9,8	3,8			
9	Frezarki obwiedniowe	16,1	6,5	9,6	1,5			
10	Wiórkownice	9,6	0,7	8,9	13			
11	„ w fabrykach obrabiarek					126	8	15
12	„ w fabrykach samochodów					3049	700	3,5
13	Szlifierki do wałków	55,3	15,0	40,3	3,7			
14	„ do otworów	26,0	4,7	21,3	5			
15	„ do płaszczyzn	49,9	11,9	38	3			
16	„ bezkłowe	14,8	3,8	11	3			
17	„ do zwojów	2.2	0,5	1,7	3			
18	„ do zwojów w fabr. obrabiarek					711	86	7
19	Docieraczki	16,1	2,1	14	7			
20	„ w fabrykach obrabiarek					1039	191	4,5
21	Tokarki zwykłe i narz.	140,2	74,2	66	0,9			
22	„ półautomatyczne	16,6	4,7	13,9	2,5			
23	Rewolwerówki	101,9	34,2	67,7	2			
24	Frezarki wzdłużne, obrotowe i t. p.	45,9	11,9	34	3,9			
25	Strugarki	16,4	12,8	3,6	0,3			
26	„ w fabrykach obrabiarek					2035	1408	0,45
27	Rolownice zwojów	3,3	1,7	1,6	1			

dzenie, który rodzaj przemysłu i w jakim stopniu obrabiarki te inwestował. Ankieta umożliwia stwierdzenie ile poszczególnych maszyn otrzymał przemysł lotniczy, kolejowy, czy też którykolwiek inny, jednak podziałem tym nie będziemy się tu zajmować.

Poz. 5 i 6 wskazują na rozwojową przewagę przeciągarek pionowych, tzn. tej grupy maszyn, która głównie przyczyniła się do wzrostu produkcji wyposażenia wojennego przy szczególnie dobrym wykorzystaniu zespołu fachowców jak i miejsca w zakładach produkcyjnych. Duża ilość przeciągarek pionowych pośrednio wskazuje na rozpowszechnienie przeciągania zewnętrznego, którego ilościowy rozwój, jak wiadomo, prześcignął przeciąganie wewnętrzne.

Z poz. 7 wynika szczególny wzrost znaczenia wiertarek wielowrzecionowych i specjalnych, których mnożnik przyrostu jest równy 2,5, podczas gdy mnożnik ogólny (poz. 1) wynosi tylko 1,6.

Poz. 8 do 12 dają obraz rozwoju obróbki kół zębatych. Widzimy tu wzrost znaczenia dłutownicy oraz ogromne rozpowszechnienie wiórkownicy. Tak silne rozpowszechnienie wiórkownicy wskazuje na duży wzrost dokładności wykonywanych kół, jak również i na znany fakt częstego stosowania kół zębatych niecementowanych lecz ulepszanych do twardości około 35RC. Na każde dwie dłutownice, czy frezarki obwiedniowe wybudowana była jedna wiórkownica, co przy jej ogromnej wydajności jest godnym uwagi stosunkiem. W fabrykach obrabiarek wiórkownica zajęła należne jej miejsce, a w fabrykach samochodów dalej umocniła dotychczasowe rozpowszechnienie.

Poz. 13 do 18 wskazują na wzrost znaczenia szlifierki, których mnożnik przyrostu leży w granicach 3 do 5, podczas gdy mnożnik średni wynosi tylko 1,6; jest to równocześnie pośredni wskaźnik dalszego wzrostu dokładności i częstszego ulepszania i hartowania części. Uderza znaczny wzrost ilości szlifierek do otworów jak i stosunkowo bardzo duży przyrost ilości szlifierek bezkłowych, co przy ich wysokiej wydajności jest szczególnie charakterystyczne. Z innych źródeł wiemy, że przyrost ten nie jest spowodowany dużą ilością pierwotnego typu szlifierki bezkłowej dla pracy ciągłej wzdłużnej (prętowej), lecz niespodziewanym rozrostem szlifowania bezkłowego wcinaniem. Duży wzrost ilości szlifierek do uzwojeń widzimy także w fabrykach obrabiarek.

Bardzo znaczny przyrost ilości docieraczek — poz. 19 do 20 — wskazuje na wzrost wymagań gładkości obróbki i dokładności.

Odwrotnym typowym przykładem jest poz. 21, wskazująca wyraźnie na zanik znaczenia tokarki zwykłej pociągowej i narzędziowej, których mnożnik wynosi tylko 0,9, tj. znacznie mniej od mnożnika średniego 1,6. Natomiast półautomaty i rewolwerówki wykazują przyrost znacznie większy od średniego, który jest tym bardziej znaczący, że wydajność tych maszyn jest 2 do 4 razy większa od innych tokarek. Ilość wybudowanych rewolwerówek w okresie omawianych 10 lat przewyższa ilość wybudowanych tokarek, co winno być dla nas rzeczą szczególnie ciekawą; zaś ilość wybudowanych półautomatów stanowi aż 21% ilości wybudowanych tokarek.

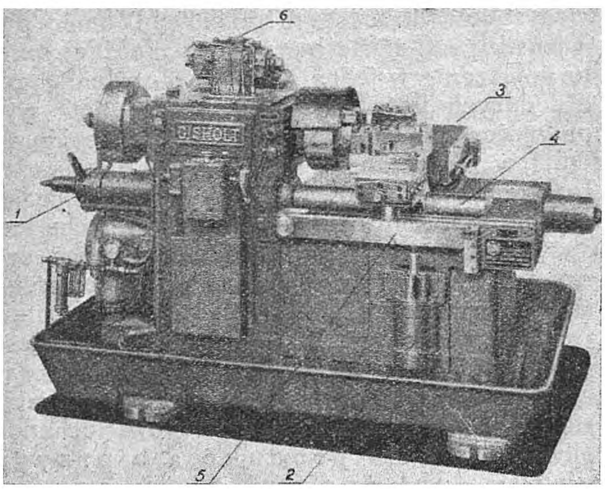
Poz. 24 do 26 rzucają światło na rozwój frezarek wzdłużnych i podobnych, oraz strugarek. Strugarki z mnożnikiem 0,3 wykazują całkowitą anemię rozwoju, podczas gdy konkurent ich, frezarka wzdłużna, posiada mnożnik 3,9. Strugarki tylko w fabrykach obrabiarek cośkolwiek mniej straciły na znaczeniu, jednak i tu mnożnik 0,45 jest znacznie mniejszy od średniego mnożnika 1,6. Fakt, że wydajność strugarki jest naogół mniejsza niż frezarki wzdłużnej, zwiększa jeszcze bardziej na niekorzyść strugarki, znaczenie jej małego mnożnika.

Przeprowadzone tu porównanie liczb ankiety oczywiście nie może być bezwzględnie ściśle, gdyż w grę wchodzi wiele innych czynników, które nie mogą być z ankiety wyczytane, jednak w znaczeniu ogólnym porównanie takie jest ciekawe i pożyteczne. Nasz park obrabiarkowy jest zupełnie inny; i stosunki ilości posiadanych, i rodzaje obrabiarek, jak i ugrupowanie mnożników przyrostu planowanej produkcji, jest zupełnie inne niż w Stanach, których „duch produkcji" różni się od naszego. Możnaby powiedzieć, że dotychczas cechą charakterystyczną naszego ducha produkcji jest obawa produkcji masowej, którą uważamy za niedostępną dla naszego przemysłu. Samo pojęcie masówki jest, ściśle biorąc, dwuznaczne; zachodzi tu połączenie w jednym słowie określenia produkcji dużych ilości sztuk jak i produkcji wysoko przygotowanej. Te dwa pojęcia zwykle idą w parze i w życiu fabrycznym, jednak bynajmniej nie zawsze tylko „masowa" ilość dopuszcza „masowe" przygotowanie produkcji. Zadaniem techniki jest dążyć do możności stosowania korzyści uzyskiwanych przez wysoki stopień przygotowania także do serii mniejszych i dążenia te istotnie dają coraz lepsze wyniki. Metody i obrabiarki, stosowane dawniej tylko do tysięcy sztuk, dziś mogą być ekonomicznie stosowane do setek czy nawet dziesiątek sztuk. Dzięki temu postępowi techniki możliwą jest i u nas p r o d u k c j a o p r z y g o t o w a n i u z b l i ż o n y m d o m a s o w e g o, produkcja którą możnaby nazwać masówką przerywaną; fabryki zbudowane i urządzone dla p r o d u k c j i m a s o w e j - p r z e r y w a n e j byłyby dla naszej gospodarki narodowej bardzo pożyteczne. Przy tego rodzaju produkcji masowej przerywanej przy stosunkowo małej ilości produkowanych sztuk i konieczności utrzymania ciągłości produkcji, poszczególne maszyny musiałyby obrabiać cały szereg różnych części. Aby tak częsta zmiana obrabianych części była ekonomicznie dopuszczalna, czas tracony na przejście z obróbki jednej części na drugą, to jest czas nastawienia maszyny, musi być jak najkrótszy, aby nawet zmiana po wykonaniu kilkudziesięciu części nie spowodowała nierentowności kosztów przygotowania.

Nawet pobieżne rozpatrzenie dzisiejszych konstrukcji typowych obrabiarek amerykańskich wskazuje nam, że przemysł obrabiarkowy Stanów bardzo poważnie pracuje właśnie nad możnością stosowania przygotowania masówki dla coraz mniejszych serii. W Stanach Zjednoczonych powstał szereg konstrukcji, aż do najbardziej typowo masowych automatów włącznie, które mają

umożliwiać używanie ich nie tylko dla stuprocenwej masówki lecz i dla produkcji w mniejszych seriach.

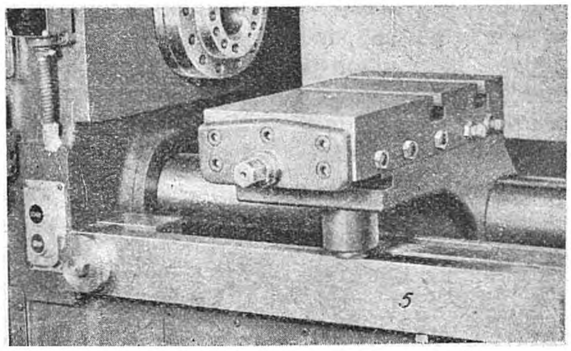
Każdy czas obróbki części na obrabiarce, podzielić można na czas skrawania, czasy pomocnicze i czas nastawienia maszyny. Czasy skrawania i pomocnicze już dawno zostały zmniejszone do daleko idących granic, natomiast starania o poważne zmniejszenie czasów nastawiania zaczęte były właściwie dopiero przed drugą wojną światową. Obecnie przemysł Stanów Zjednoczonych posiada już wiele konstrukcji obrabiarek typowych dla produkcji masowej, a których czasy nastawienia zostały poważnie skrócone. Obrabiarki budowane dla najbardziej masowej produkcji są często typu, który możnaby nazwać obrabiarkami składanymi, tzn. całość jest wybitnie specjalna, przeznaczona dla obróbki jednej określonej części, jednak najdroższe zespoły tych maszyn, jak wrzecienniki, napędy posuwów, sterowanie itp. stanowią zespoły budowane większymi seriami. Dla zbudowania obrabiarki całkowicie specjalnej zespoły te składa są na odpowiednich łożach, dostosowanych do danego zagadnienia.



Rys. 1. Hydrauliczny półautomat *Gishotta*

Aby rozpatrzyć możność szerszego stosowania u nas masowego przygotowania obróbki przez wykorzystanie masówki przerywanej, należy ogólnie rozpatrzyć zagadnienie produkcji maszyn. Wiele przeciętnych maszyn jak: obrabiarka, przekładnia zębata, skrzynka biegów ciągnika, maszyna włókiennicza, czy też większa seria części zapasowych np. dla maszyn włókienniczych, tytoniowych — składać się będą z części, które obróbczo są podobne. Obróbczo podobne nazywane są takie części, których obróbkę można wykonać na tej samej grupie maszyn. Taką grupę dla ułatwienia porozumienia nazwijmy *gniazdem obróbczym* W takim gnieździe ustawione będą obrabiarki szczególnie nadające się do obróbki danego rodzaju części.

Takimi obróbczo podobnymi częściami będą: 1) części wałkowe, tzn. zbiór różnych wałków, różnych wielkości, z różnymi odsadzeniami, 2) części pochwowe, a więc tuleje, pochwy i różne części z otworami, poza tym zbliżone do kształtu rurowego, 3) koła zębate, pasowe, sprzęgłowe i podobne, tzn. części z otworami, stosunkowo krótkie lecz o znacznie'szej średnicy i kształtach bardziej złożonych, 4) łoża, stojaki, nakrywy, które wymagają gniazda złożonego z innych typów obrabiarek niż części poprzednie, 5) części normalne, zwykle niewykonywane w przeciętnej fabryce, 6) obróbczo szczególne części, tzn. części, które



Rys. 2. Suporty i prowadnice półautomatu *Gishotta*

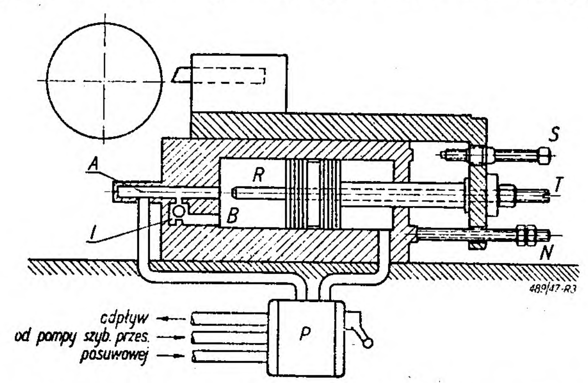
obróbczo do żadnej z poprzednich grup wliczone być nie mogą. Taką częścią będzie np. śruba pociągowa, albo wrzeciono tokarki, czy też tłoczek i cylinder pompki paliwowej lub stawidła hydraulicznego. W częściach takich zwykle tylko pewne operacje nie dadzą się podciągnąć pod poprzednie grupy obróbcze. Części takie mogą być obrabiane również w g n i a z d a c h grup 1—5, zaś dla operacji szczególnych, które wymagają czy to zwiększonej dokładności, czy gładkości, części te musiałyby być obrabiane dodatkowo na obrabiarkach specjalnych, czy też w g n i e ź d z i e o b r ó b c z y m specjalnym. Tego rodzaju części szczególnych jest na ogół mało w budowanych maszynach.

Czas nastawienia g n i a z d a o b r ó b c z e g o na daną część będzie tym krótszy im czas nastawienia poszczególnych maszyn będzie mniejszy, czyli, g n i a z d a trzeba będzie zaopatrzyć w obrabiarki, które umożliwią produkcję masową, albo chociaż zbliżoną do masowej, przy możliwie małym czasie nastawienia.

Dla przykładu omówimy szereg takich maszyn które dziś daje amerykański rynek obrabiarkowy. Dla unikania szczegółów, obrabiarki dla grup 1, 2 i 3 omówimy razem, gdyż w zasadzie użycie ich jest podobne. Dla części tych grup typowe są półautomaty tokarskie suportowe i rewolwerowe oraz rewolwerówki. Niechęć do stosowania półautomatów do niedużych serii była słuszna, dokąd czas nastawiania wymagał szeregu godzin pracy. Półautomaty, które dziś chętnie oferuje Zachód. są właśnie tych typów, przy których zmiana obrabianych części, a więc czas nastawienia, wymaga wykonania nieraz szeregu krzywek i ich wypróbowania; nastawność narzędzia na dokładność, także wymaga dużo pracy. Te same zmartwienia miał i przemysł Stanów Zjednoczonych i na krótko przed drugą wojną światową zaczęto nad tym pracować. Wówczas był stan taki, że kiedy dla na-

szego przemysłu nabywaliśmy za granicą licencje na produkcję półautomatów krzywkowych, z długim czasem nastawiania, amerykańskie fabryki obrabiarek pracowały już nad szybko nastawnymi półautomatami. Pierwsze półautomaty tokarskie powstały w Stanach przed pierwszą wojną, zaś po wojnie Niemcy usiłowali wprowadzić je do swojego przemysłu. Ponieważ jednak Niemcy nie miały wówczas dostatecznie dużych serii, zamiast czystego typu półautomatu, tworzyły kombinacje półautomatowe przez przerabianie konstrukcji tokarek i rewolwerówek. Przed drugą wojną Ameryka podjęła ten sam temat, tj. przystosowanie półautomatów do małych serii, jednak wówczas konstruktor amerykański mógł już rozporządzać rozwiniętą hydrauliką, a po tym i elektroniką jak też i wieloletnim doświadczeniem w pracy dawnych półautomatów. Najciekawszym przykładem konstrukcji półautomatu szybko nastawnego jest może hydrauliczny półautomat *Gisholta;* fabryka ta, która wchłonęła fabryki *Foster, Libby* i *International Detrola,* skupiła u siebie i doświadczenia nagromadzone przez te fabryki.

Maszyna posiada trzy cylindry hydrauliczne. Cylinder oznaczony 1 na rys. 1 daje wzdłużny po-

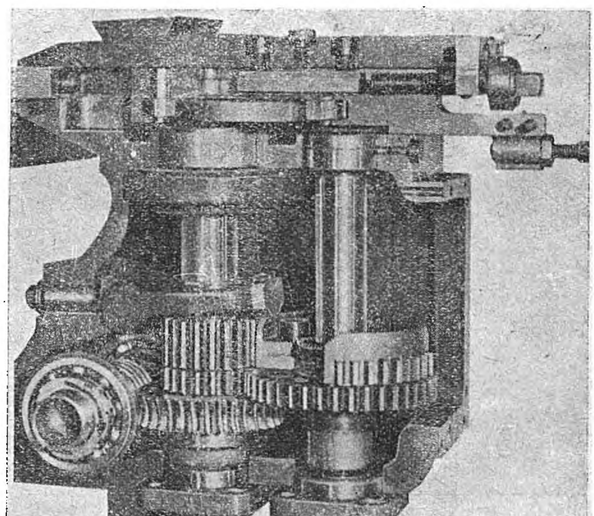


Rys. 3. Schemat działania cylindra posuwowego suportu półautomatu hydraulicznego.

suw przedniego suportu, cylinder 2 daje poprzeczny posuw tegoż suportu; cylinder 3, niewidoczny na fotografii, umieszczony poza tylnym suportem, nadaje temu suportowi posuw poprzeczny. Przedni suport wzdłużny posiada prowadnicę okrągłą, w formie rury 4 (rys. 1 i rys. 2). Posuw poprzeczny tego suportu uzyskuje się przez podnoszenie go i opuszczanie naokoło okrągłej prowadnicy przez odpowiedni ruch listwy 5. Dla napędu hydraulicznego posiada maszyna trzy pompki: jedną zębatą o stałej i dużej wydajności dla szybkich przesuwów i ruchów pomocniczych, jak włączanie i wyłączenie sprzęgła napędowego maszyny i hamulca. Dalsze dwie pompki umieszczone na jednym wałku na wrzecienniku, są pompkami tłoczkowymi; jedna służy dla napędu posuwu suportu przedniego, druga dla posuwu suportu tylnego. Wydajność obu pompek, a więc i wielkość posuwu suportu może być w sposób ciągły regulowana przez zmianę ekscentryczności wirnika pompek.

Układ hydrauliczny jest tego rodzaju, że olej niejako sam siebie steruje. Na rys. 3 schematycznie przedstawione jest działanie cylindra posuwowego suportu. W chwili rozpoczęcia cyklu obróbki obie pompy, to jest pompa szybkich przesuwów i pompa posuwowa danego suportu, tłoczą olej na prawą stronę cylindra; mamy szybki dosuw suportu do przedmiotu.

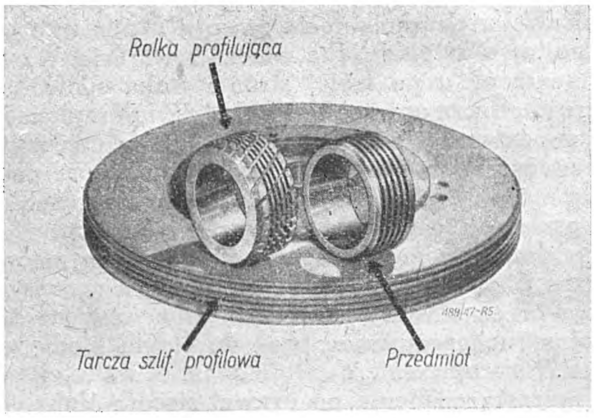
Po lewej stronie tłoka olej wypływa otworami *A* i *B*. Ruch trwa dokąd trzpień *R* nie wejdzie w otwór *A* i zamknie go, wskutek czego wzrośnie szybkość przepływu oleju przez zawór *I*, aż zawór ten zostanie zamknięty przez przepływający olej. Wskutek zamknięcia zaworu *I* ciśnienie oleju po lewej stronie tłoka znacznie wzrasta. Wzrost ciśnienia oleju po lewej stronie tłoka spowoduje wzrost ciśnienia w całym układzie hydraulicznym aż do zaworu sterującego *P*, w którym ciśnienie to przesuwa zawór sterujący w położenie posuwowe, tj. wyłącza dopływ oleju z pompy szybkiego przesuwu, a pozostaje otwarty tylko dopływ od regulowanej pompy posuwowej; tłok zaczyna wolny ruch posuwowy. Wskutek małego przepływu oleju przez otwór *B* zawór *I* teraz otwiera się. Wolny ruch posuwowy trwa do chwili kiedy zderzak *S* nie oprze się o swoje oparcie, wskutek czego wzrasta ciśnienie po prawej stronie tłoka, jak i w całym układzie, bardziej niż poprzednio, i znów ciśnienie to przesuwa zawór sterujący na włączenie pompy szybkiego przesuwu na lewą stronę tłoka, zaś prawą stronę łączy z odpływem. Następuje szybki powrotny ruch suportu do chwili, kiedy zostanie zatrzymany nakrętką *N*; w tej chwili rośnie ciśnienie po lewej stronie tłoka i przesuwa zawór sterujący w położenie wyłączające cylinder, przy czym równocześnie wyłączane jest sprzęgło włączany hamulec i maszyna staje po skończonym cyklu, to jest po obrobieniu jednej części.



Rys. 4. Konstrukcja mechanizmu służącego do szybkiego nastawiania półautomatu.

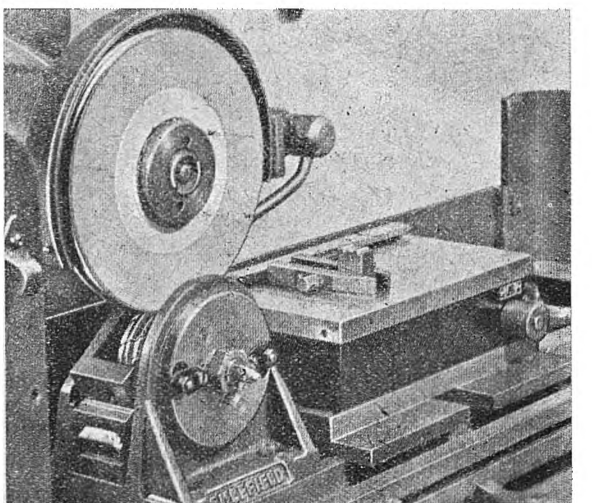
W całym układzie sterującym prac maszyny nie ma zatym żadnych wymiennych czy też stałych krzywek sterujących, nie ma solenoidów czy nastawnych zderzaków sterujących. Cała regulacja konieczna przy nastawianiu na obróbkę innej

części, polega tylko na wkręcaniu wkrętów wzgl. nakrętek *S*, *T*, *M* oraz zmiany ekscentryczności pompek, tj. nastawieniu wielkości posuwu, również prostym pokręceniem rączki. Czas nastawienia jest nadzwyczaj mały, częściowo możliwy nawet w czasie pracy maszyny. Tak łatwa nastawność półautomatu pozwala na jego zastosowanie czasem nawet przy obróbce kilkunastu sztuk.



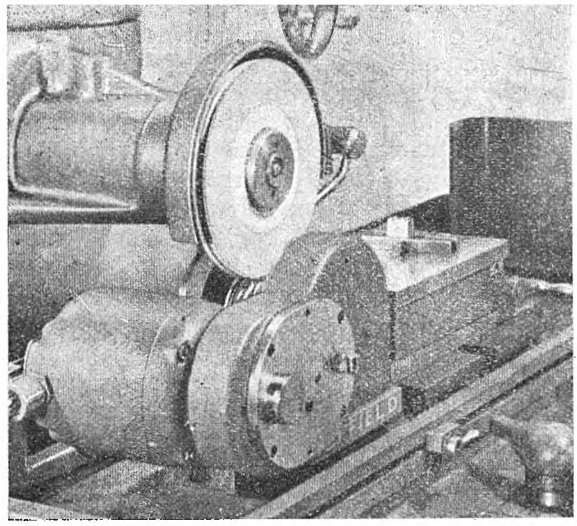
Rys. 5. Szlifierska tarcza profilowa.

Budowane są i automaty sterowane hydraulicznie, dzięki czemu posiadają także bardzo mały czas nastawienia. Istnieją i różne konstrukcje mechaniczne, mające na celu skrócenie czasu nastawienia półautomatów (rys. 4); szybkie nastawienie wykonywane jest przez przesuwanie segmentów zębatych według skali, podającej roboczy skok suwaka suportu.

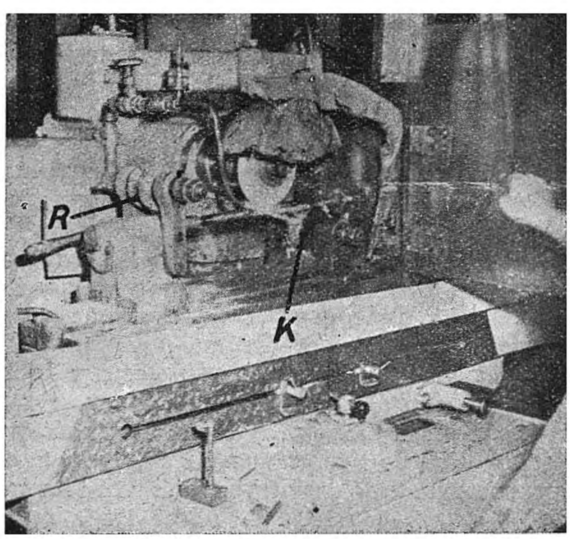


Rys. 6. Ręczne wygniatanie tarcz profilowych.

Dla **g n i a z d o b r ó b c z y c h**, służących dla obróbki części grupy trzeciej, przeznaczone są półautomaty rewolwerowe jak i rewolwerówki. W grupie tej również decydującym będzie możliwie mały czas nastawiania. W tych półautomatach obok zasady wielonożowości szeroko stosowane są noże kształtowe o najrozmaitszych zarysach. Stosowanie obróbki narzędziami kształtowymi bardzo zwiększa wydajność stanowiska narzędziowego na rewolwerówce, czy to półautomatycznej, czy zwykłej. Stosowanie narzędzi kształtowych wymaga dość wysokiej kultury technicznej fabryki, z czego trzeba zdać sobie sprawę. Opanowanie takiego zagadnienia na naszej przeciętnej fabryce będzie zbyt trudne do przeprowadzenia, natomiast fabryka nastawiona na produkcję przerywaną odpowiednio zaopatrzona mogłaby łatwo zadanie takie wypełnić, a doświadczenie przez nią zdobyte promieniowałoby i na inne fabryki. Sprawa noża kształtowego zaczyna się od prostego szerokiego noża używanego na strugarce, co już wymaga pewnej kultury technicznej. Stosowanie noży kształtowych na rewolwerówkach aż do pogłębiaczy kształtowych włącznie (także na wiertarce promieniowej), jest zadaniem stopniowo coraz to trudniejszym. Duża ilość różnych noży kształtowych, używanych w przemyśle amerykańskim, wykonywana jest w zasadzie sposobem bardzo prostym przez wygniatanie tarcz szlifierskich.



Rys. 7. Mechaniczne wygniatanie tarcz profilowych.

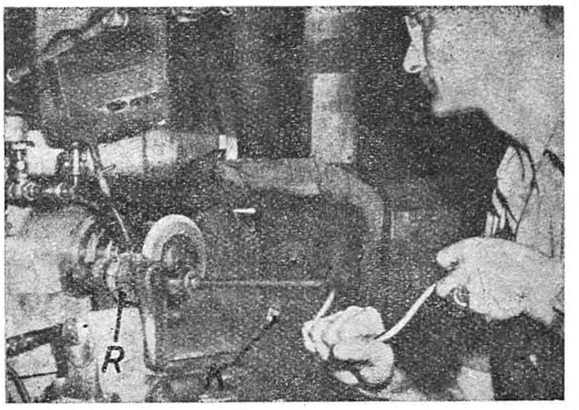


Rys. 8. Kształtowe szlifowanie korpusu rozwiertaków nastawnych.

Na rys. 5 widzimy tarczę szlifierską kształtową, rolkę służącą do wygniatania tarczy dla nadania jej żądanego profilu i obciągania oraz gotowy oszlifowany przedmiot. Wygniatanie tarcz wykonywane jest albo ręcznie, przy czym tarcza zabierana jest, ręcznie obracaną, rolką (rys. 6) albo też mechanicznym urządzeniem (rys. 7). W tym wypadku silnik przez dużą przekładnię pędzi rolkę, a ta tarczę szlifierską. Na rys. 8 widzimy szlifowanie kształtowego korpusu rozwiertaków nastawnych. Rolka robocza *R* służy do obciągania tarczy po przeszlifowaniu kilku rozwiertaków, zaś po prawej stronie umocowana jest na przyrządzie, rolka kontrolna, którą raz na dzień obciąga się tarczę, poczym tarczą szlifuje się rolkę roboczą, aby wyrównać zużycie się tej rolki, spowodowane całodziennym obciąganiem tarczy. Na rys. 9 szlifierz ręcznie obciąga tarczę rolką roboczą.

Dla wykonywania rolek do wygniatania tarcz musiałaby być sprowadzona chociaż jedna szlifierka kształtowa z mikroskopem. Szlifierka taka mogłaby obsłużyć szereg fabryk, dostarczając im rolki według nadesłanych rysunków. W Stanach Zjednoczonych fabryki również często nie wykonują same rolek, tylko zakupują w fabrykach, które je stale wyrabiają. Oczywiście wprowadzenie u nas kształtowego wygniatania tarcz szlifierskich wymagać będzie pewnego przygotowania, jednak wcześniej czy później metodę tą musimy sobie przyswoić.

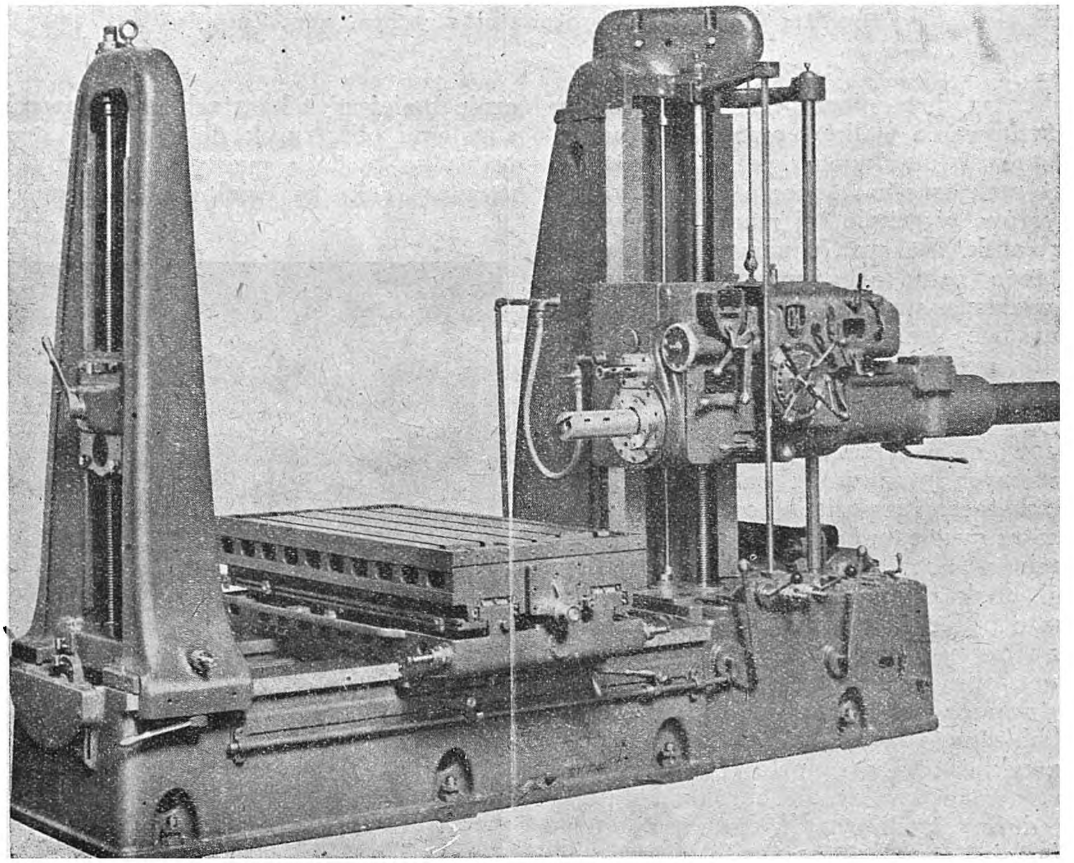
Inne obrabiarki dla gniazd tej grupy mają na ogół szybkość nastawiania dobrą. Obrabiarki do kół zębatych, które w tych gniazdach znajdą



Rys. 9. Ręczne obciąganie tarczy profilowej rolką roboczą.

zastosowanie, a więc frezarki, dłutownice, dociераczki, wiórkownice, są maszynami dość szybko nastawnymi, zaś szlifierki do kół zębatych, o ile wogóle wchodziłyby w rachubę, mogą mieć nastawność różną zależnie od ich konstrukcji; dobór tych maszyn może być tylko indywidualnie rozpatrywany. Obróbka termiczna w tej grupie jest szczególnie stosowana; ciągłość pracy najłatwiej zabezpieczyć przez ogrzewanie przedmiotów w piecach indukcyjnych.

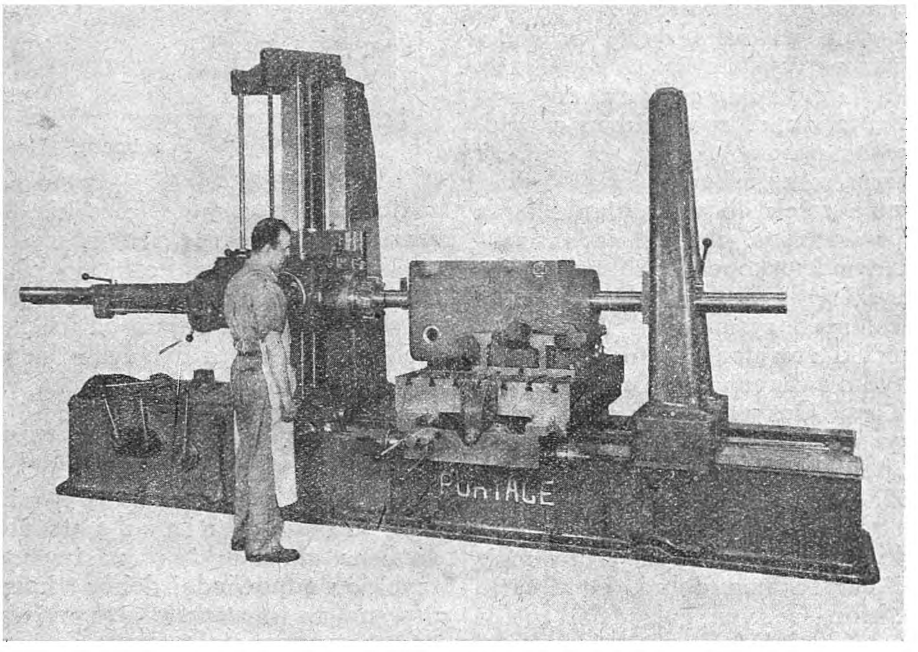
Czwartą grupę stanowi gniazdo obróbcze dla łóż. Gniazdo to może być wyposażone w obrabiarki o nastawności dostatecznie szybkiej; odpowiedni dobór i konstrukcja przyrządów ma w tej grupie większy wpływ na czas na-



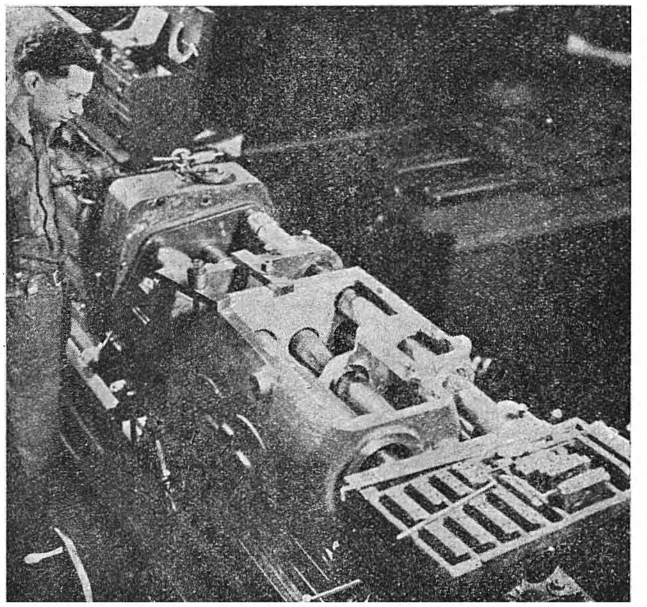
Rys. 10. Wytaczarka dwuwrzecionowa.

stawienia niż w grupach innych. Głównie stosowane tu będą frezarki podłużne wielowrzecionowe dla łóż korpusów i nakryw, szlifierki do płaszczyzn w rodzaju *Gardner, Blanchard,* dla mniejszych skrzynek, nakryw itp. Maszyny te są szybko nastawne, podobnie jak i strugarki używane tu dla obróbki długich łóż o wysokich wymaganiach płaskości. Głównymi trudnościami tej grupy jest uzyskanie odpowiednich płaskości na dużych powierzchniach oraz duża nieraz dokładność otworów na ułożyskowanie wałków oraz ich osiowość. Dokładną płaskość uzyskujemy przez stosowanie szlifierek, których czas nastawienia jest mały. Dla obróbki otworów, w grupie tej mamy do wyboru szereg obrabiarek. Maszyną u nas najbardziej lubianą dla tego celu jest typowa wytaczarka. Z punktu widzenia wydajności, koniecznej dla produkcji masowej przerywanej, wytaczarkę trzeba zaliczyć do maszyn najmniej wydajnych i zbyt drogich. Obróbka wytaczaniem też przeszła rozwój mający na celu zwiększenie jej wydajności przez zastosowanie wielonożowości, skrócenie czasów pomocniczych oraz czasu nastawienia. Do konstrukcji wytaczarki posiadającej jedno wrzeciono wewnątrz drugiego, co zmniejsza dokładność pracy wrzeciona, przybyła konstrukcja z dwoma wrzecionami obok siebie (rys. 10). Wrzeciono mniejsze może być wtedy wykonane jako szybkobieżne, przy czym uzyskuje się niezależność w ułożyskowaniu obu wrzecion. Dalszym krokiem w rozwoju wytaczarki jest stosowanie jednego wrzeciona szybkobieżnego (rys. 11), lecz bez możności używania zwykłej tarczy suportowej dużej średnicy, przewidywanej zwykle dla obróbki kołnierzy cylindrów dużej średnicy. Wskutek ogólnego zmniejszenia się wymiarów prawie wszystkich dzisiejszych maszyn, tego rodzaju wytaczarka znalazła większe zastosowanie niż typ dawnej wytaczarki, używanej dziś dla obróbki ciężkich korpusów, stojaków itp.

Zasadniczą wadą wytaczarki w zastosowaniu do produkcji masowej przerywanej są jej długie czasy pomocnicze; one ograniczają produkcję wytaczarki. Często zwycięskim konkurentem wytaczarki dla obróbki części grupy czwartej jest wiertarka promieniowa albo tokarka wielowrzecionowa, dające zwykle większą wydajność przy znacznie mniejszych kosztach nakładowych. Przy zestawieniu obrabiarek dla gniazda grupy czwartej tylko te dwie maszyny mogą być brane pod uwagę. Tokarka wielowrzecionowa może być



Rys. 11. Wytaczarka szybkobieżna z jednym wrzecionem.

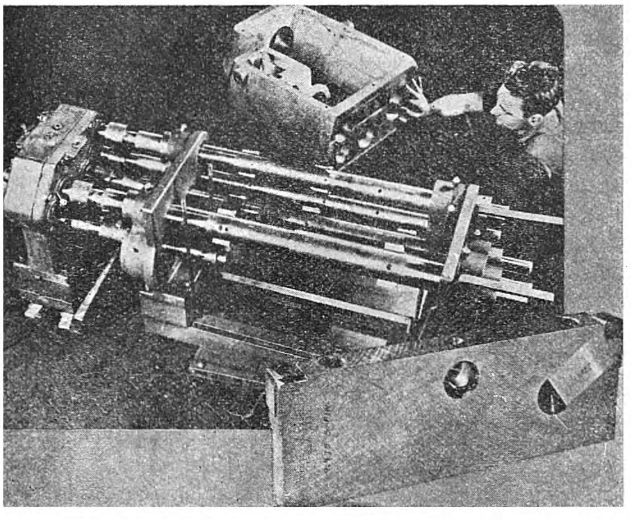


Rys. 12. Tokarka wielowrzecionowa.

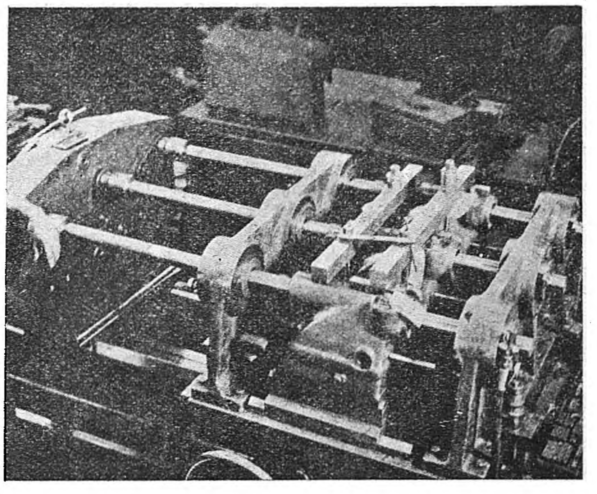
przerobiona ze zwykłej tokarki wzgl. w Stanach Zjednoczonych, dziś budowana jest jako typ maszyny przeznaczonej właśnie dla tego rodzaju obróbki.

Na rys. 12 widzimy tokarkę wielowrzecionową, zaś na rys. 13 przedstawiony jest tylko zespół przyrządowy, który jest wymieniany, przy przechodzeniu z obróbki jednej części na drugą. Czas nastawienia przy odpowiednim użyciu urządzeń dźwigowych może być dostatecznie krótki. Koszt takiego urządzenia nie jest mały, jednak dzięki ogromnemu zaoszczędzeniu czasu roboczego w stosunku do wytaczarki, opłacać się będzie obróbki kilku jednakowych części, co daje szereg nowych możliwości wykorzystania tokarki wielowrzecionowej.

Dalszą obrabiarką, która w tej grupie jest bardzo pożyteczną, jest wiertarka promieniowa, której czasy pomocnicze są bardzo małe, a przy użyciu kilku stołów czy też płyt, czasy nastawienia mogą być wyjątkowo krótkie. Współczesne wiertarki promieniowe posiadają zwykle wzmocnione ułożyskowanie wrzeciona (rys. 15) wzgl. dolny jego napęd, co umożliwia lekkie roboty frezarskie, bardzo przydatne w omawianej grupie. Ta zmiana konstrukcyjna wyraźnie wskazuje na dążność

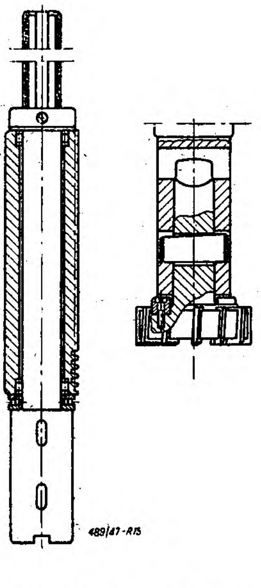


Rys. 13. Specjalny przyrząd do tokarki wielowrzecionowej.

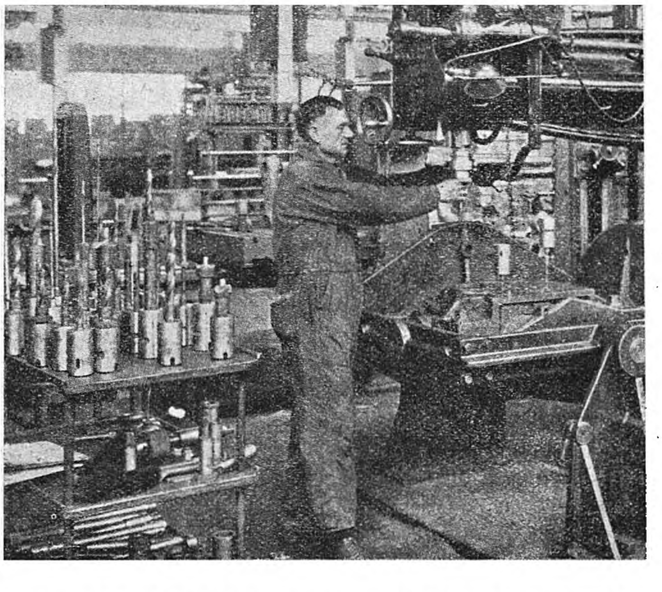


Rys. 14. Przyrząd do tokarki wielowrzecionowej dla równoczesnej obróbki kilku części.

nawet przy seriach niezbyt dużych. Na obu fotografiach widzimy noże blokowe ogólnie używane od wielu lat, u nas natomiast niestety nie bardzo wprowadzone. Na rys. 14 widzimy wykorzystanie urządzenia wielowrzecionowego dla równoczesnej konstruktorów do dania wiertarce promieniowej możności współzawodnictwa z wytaczarką. Sposoby stosowania wiertarki promieniowej dla tego rodzaju obróbki są różne. Wielonożowość jest możliwa przez użycie noży blokowych i pogłębiaczy



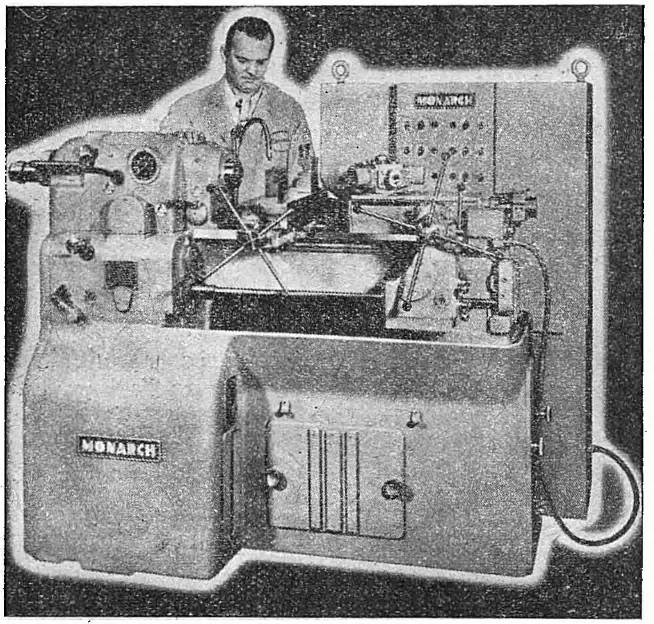
Rys. 15. Konstrukcja wzmocnionego ułożyskowania wrzeciona wiertarki promieniowej.



Rys. 16. Zastosowanie na wiertarce promieniowej uchwytów szybkozmiennych.

kształtowych, zaś daleko idące skrócenie czasów pomocniczych uzyskać można przez dawno znane, szybkozmienne uchwyty (rys. 16) godne też szerszego wprowadzenia w naszym przemyśle.

Oddzielną grupę obrabiarek, służących dla obróbki części grupy czwartej są wysoce dokładne wiertarki przyrządowe. Dawniej maszyny te, budowane przez nieliczne fabryki, stosowane były prawie wyłącznie w narzędziowni. Już przed wojną można było spotkać, w nielicznych zresztą fabrykach, maszyny te ustawione po kilka sztuk, w pracy na produkcję. Maszyny te dzięki małym czasom pomocniczym i nastawienia przy równoczesnej dokładnej obróbce wyszły z narzędziowni na warsztat. Dziś w Stanach Zjednoczonych wysoce dokładne wiertarki buduje cały szereg fabryk, a ponadto, budowane są wysoce dokładne wytaczarki i wytaczarko-frezarki. Obrabiarki te trudno już nazwać przyrządowymi. Trzeba stwierdzić raczej że powstaje nowa grupa maszyn produkcyjnych o wysokiej dokładności. Przed laty przy opracowywaniu norm dokładności dla odbioru obrabiarek, szeroko była dyskutowana myśl



Rys. 17. Rewolwerówka zautomatyzowana Monarcha; automatyzacja przeprowadzona za pomocą elektroniki tj. przy użyciu lamp katodowych.

czy nie należy wprowadzić dwóch klas dokładności. Życie samo dało odpowiedź na ten sporny temat, stwarzając drugą klasę dokładności, lecz wysoce dokładną. Ciekawą konstrukcją dla obróbki otworów w przyrządach są szlifierki pionowe o wrzecionach napędzanych sprężonym powietrzem przy ok. 50.000. obr/min. wrzeciona, co nawet przy małych średnicach otworów daje niezłą wydajność; przy użyciu na materiał tarczy (palca) pyłku diamentowego z lepiszczem metalowym jest możliwe szlifowanie otworów nawet do ok. 1 mm średnicy.

Grupa części normalnych, zakupywanych zwykle zewnątrz, nie wymaga szczególnego przygotowania. Biura konstrukyjne fabryk posiadają jednak w swoich normach często części o których możnaby powiedzieć że są tylko papierowo znormalizowane. Części takie wyróżniają się od zwykłych części normalnych albo rodzajem materiałów, albo termiczną obróbką, czy też kształtem. Ze względu na nieduże ilości takich części obróbka ich na automatach nie opłacała się. Dla podobnych części przemysł amerykański posiada zautomatyzowane tokarki, dziedzina nad którą pewne fabryki już od lat pracowały. Na rys. 17 widzimy zautomatyzowaną rewolwerówkę *Speed — Matic Monarcha*. Jest to równocześnie przykład automatyzacji przeprowadzonej za pomocą elektroniki, tzn. przy użyciu lamp katodowych. Elektronika jest nową b. obszerną dziedziną sterowania pracy obrabiarek. Stawidła hydrauliczne, które zdawało się iż prawie zupełnie opanowały tę dziedzinę, mają obecnie w urządzeniach elektronicznych poważnego konkurenta. Omawiana rewolwerówka posiada 10 biegów wrzeciona, zmienianych automatycznie i nie posiada prawie zupełnie kół zębatych w tym napędzie. Regulowany napęd wrzeciona jest pewnego rodzaju układem *Leonarda;* zakres regulacji takiego napędu wynosi ok. 1:30, a wykonalny ma być nawet do 1:100. W stosunku do przedwojennych najlepszych napędów układu *Leonarda,* dających przekładnie najwyżej do ok. 1:10, jest to postęp, b. duży, który zmieniać może całą konstrukcję obrabiarki. Na fotografii poza rewolwerówką widoczny jest rodzaj szafy, w której umieszczone są lampy katodowe i inne urządzenia elektrycznego sterowania. Widok wnętrza szafy, po jej otwarciu, przeraża nawet fachowca ogromną ilością aparatury, mimo to elektronika wchodzi w cały szereg dziedzin obróbki metali i zapoznanie się z nią nie będzie mogło ominąć i naszego technika.

Szósta grupa części na które podzieliliśmy budowane maszyny obejmuje części wyróżniające się czy to dokładnością czy żądaną gładkością, wiele. Ta grupa nie może być rozpatrywana ogólnie lecz cze z innego powodu, do opisanych g n i a z d o b r ó b c z y c h korzystnie włączyć się nie dają. Ta grupa nie może być rozpatrywana ogólnie lecz zależnie od rodzaju budowanej maszyny czy zespołu, otrzymać musiałaby przygotowanie indywidualne. Najczęściej będzie możliwe obrabiać takie części w wielu operaciach w g n i a z d a c h dla części poprzednich a tylko niektóre operacje specjalne trzeba będzie wykonywać na obrabiarkach do tego przystosowanych.

Opisany w ogólnym zarysie postęp w budowie obrabiarek daje odpowiedź na pytanie czy korzystanie z dobrodziejstw produkcji wysoko przygotowanej, masowej, jest dla nas możliwe. Dzięki skróceniu czasu nastawiania maszyn ten sposób produkcji jest dla nas w dużej mierze dostępny. Stosunkowo mała ilość sztuk naszych masówek nie powinna nas przestraszać. Fabryka dla produkcji masowej przerywanej składałaby się z g n i a z d obrabiarek szybkonastawnych, dobranych dla obróbki części grup 1 do 4, a może i 5 oraz posiadałaby g n i a z d o uzupełniające dla specjalnych części grupy 6. Gniazda 1 do 5 pracowałyby na zasadzie ciągłości okresowej.

Fabryka taka nie byłaby fabryką obrabiarek czy hamulców pneumatycznych, lecz np. w ciągu trzech miesięcy miałaby budować pięćset frezarek, przez 4 miesiące robiłaby skrzynki biegów dla ciągnika, przez dwa miesiące kilka tysięcy części i zespołów zapasowych dla maszyn włókienniczych a po tym kilka tysięcy przekładni dla silników elektrycznych, koniecznych dla naszej elektryfikacji. Życie okazałoby czy program produkcji takiej fabryki nie będzie mógł być zwężony, może przez wybudowanie drugiej podobnej fabryki.

Zalety takiej fabrvki byłyby liczne: jakościowo dobra, tania i szybko otrzymywana produkcja. Fabryka taka stawiając wyjątkowo wygórowane wymagania w stosunku do zespołu kierownniczego i fachowego fabryki równocześnie dałaby najlepsze wyzyskanie fachowców przez ograniczenie ich pracy, głównie do przygotowania produkcji. Mimo dużej masowości przygotowania posiadałaby dużą nieczułość na zmiany koniunktury wzgl. jak dziś trzebaby powiedzieć. na zmienność zapotrzebowania. Przy ogólnym planowaniu państwowym, mogłaby dobrze pokrywać nieunikniona w każdej gospodarce szczyty; szczyty te dziś w okresie odbudowy z natury rzeczy muszą być u nas szczególnie duże. Fabryka taka mogłaby bezboleśnie podnieść naszą kulturę techniczną, ponieważ przy swoich niskich kosztach produkcji łatwiej mogłaby pokryć napewno b. duże koszty nauki i wprowadzenia całego szeregu nowych metod obróbki u nas niestety jeszcze nie stosowanych; będzie to zysk należący do tego rodzaju zysków, których ogromną wartość żadna księgowość wykazać nie potrafi.

Trudności oczywiście byłyby duże. Maszyny budowane musiałyby być konstrukcyjnie zupełnie dojrzałe. Obok kinematyki i wytrzymałości także i obróbka musiałaby być starannie opracowaną nie tylko w sensie ogólnym lecz i dostosowana indywidualnie do zespołu maszynowego fabryki. Fantasta konstrukcyjny szybko mógłby taką fabrykę unieruchomić. Byłyby do pokonania trudności materiałowe w rodzaju surówek czy też materiałów których obecnie nie wyrabiamy jak np. nabycie odpowiedniej tarczy szlifierskiej dla wygniatania czy też docierania. Byłyby trudności z obsadą pracownikami; przerzucanie niektórych fachowców na krótkie okresy produkcji poszczególnych maszyn byłyby konieczne. Byłyby to jednak trudności które wcześniej czy później pokonać musimy.

Eksportować będziemy zawsze musieli; trwały eksport może być oparty. ogólnie biorąc, na wywożeniu albo produktu którego brak jest na rynkach światowych jak np. węgiel — ale węgiel jest majątkiem pokoleń; — albo produktu wyjątkowo dobrego wzgl. produktu bardzo taniego chociaż nie najgorszego. Rzeczy przeciętne nabywców nie znajdą. Fabryka dla produkcji masowej przerywanej ułatwi i eksport przez podniesienie jakości wyrobu przy równoczesnym zmniejszeniu jego kosztów.

Obróbka wirnika sprężarki odśrodkowej dla lotniczego silnika turbo-spalinowego

Inż. W. JAWORSKI, A. M. I. Mech. E.

Cechy konstrukcyjne wirnika jednostronnego dla sprężarki silnika de Havilland Goblin II. Plan operacyjny obróbki tego wirnika. Specjalne maszyny i urządzenia. Dotychczasowe metody obróbki wirników lotniczych. Cechy konstrukcyjne i przykład obróbki wirnika dwustronnego.

Wirnik jednostronny.

Prostota budowy jednostronnego wirnika sprężarki odśrodkowej skłoniła konstruktorów do zastosowania go do turbo-spalinowych silników lotniczych, tym bardziej, że ciśnienie otrzymywane z jednego stopnia może być bardzo znaczne, czyniąc zbędnym stosowanie skomplikowanego układu wielostopniowego. Taka jednostopniowa sprężarka pracuje jednak przy bardzo dużych szybkościach obwodowych, przekraczających znacznie szybkość głosu, i z tego powodu wytrzymałość materiału, przy zachowaniu niezbędnej lekkości, musi być bardzo duża. Ponadto porównawczo niska sprawność wirników odśrodkowych zmusza do bardzo starannego i gładkiego wykończenia powierzchni oraz dokładnego wykonania przekrojów przepływu, aby otrzymać maksymalną wartość sprawności dla tego typu wirnika.

Charakter konstrukcyjny wirnika na duże ciśnienia jest dość skomplikowany i zmusza do stosowania specjalnych metod obróbki oraz specjalnych obrabiarek, przyrządów i narzędzi.

Aby zapoznać czytelnika z całością zagadnień obróbkowych przy wykonaniu wirnika jednostronnego, opiszę metody stosowane przez firmę *de Havilland* na przykładzie wirnika dla silnika *Groblin II.*

Niektóre dane dla tego wirnika są następujące: średnica zewnętrzna 787,4 mm (31"); szybkość obwodowa maksymalna 420 m/sek; 17 łopatek promieniowych z zakrzywionymi wąsami w kierunku obrotu w części wlotowej; materiał— „*hiduminium*", odporny na podwyższenie temperatury, o własnościach podanych w Tabeli I.

Tabela I.

Skład Chemiczny:

miedź	1,5 ÷ 3,0%,
nikiel	0,5 ÷ 1,5%,
magnez	1,2 ÷ 1,8%,
żelazo	1,0 ÷ 1,5%,
tytan	do 0,2%,
krzem	do 1,3%,
glin (aluminium)	— reszta.

Własności fizyczne:

ciężar właściwy 2,75,

współczynnik rozszerzalności liniowej (20—100°C)—22,0x10-6

(20—200°C)—23,1x10-6

(20—300°C)—24,0x10-6

Własności mechaniczne:

	Termicznie obrobiony	Wyżarzony
Wytrzymałość na rozerwanie	42—47 kG/mm²	16,5÷18 kG/mm²
Wytrzymałość na ścinanie (skręcanie)	29—30 kG/mm²	12,5÷13,5 kG/mm²
Wydłużenie (próbka 50 mm)	10—16%	20÷25%
Wytrzymałość na zmęczenie:		
przy 20 x 10⁶ cyklów	± 16 kG/mm²	± 8,5 kG/mm²
„ 100 x 10⁶ „	± 14.5 kG/mm²	± 8.3 kG/mm²
„ 250 x 10⁶ „	± 13,7 kG/mm²	± 8,2 kG/mm²
Moduł wydłużenia sprężystego E	7÷7,6x10⁵ kG/cm²	6,6 ÷ 7,1x10⁵ kG/cm².
Moduł sprężystości postaciowej G	2 95 x 10⁵ kG/cm²	2,9 x 10⁵ kG/cm².

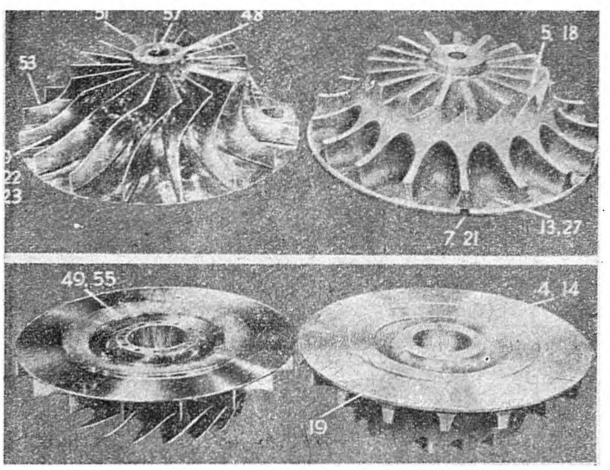
Obróbka termiczna:

Początkowa: Ogrzewanie przy 520 ÷ 530°C przez 2 ÷ 3 godz. Zanurzenie w wodzie, oleju lub chłodzenie silnym prądem powietrza.

Wtórna: Ogrzewanie przy 150 ÷ 170° C przez 15 ÷ 20 godz., lub przy 200° C przez 5 ÷ 10 godz.

Zanurzenie w wodzie lub oziębianie w otaczającym powietrzu.

W praktyce obróbka termiczna może ulegać zmianom dla zadośćuczynienia specjalnym wymaganiom.



Rys. 1. Wirnik całkowicie wykończony oraz odkuwka po wykonaniu wstępnych operacji.

Wirniki obrabia się z odkuwki, w postaci niehartowanej, której ciężar wynosi 180 kG. Przy obróbce usuwa się 136 kG materiału, gotowy produkt waży 44 kG.

Rys. 1 pokazuje (w widoku z przodu i z tyłu) wirnik całkowicie wykończony (lewy) oraz odkuwkę (prawy) po wykonaniu wstępnych operacji. Możemy z niej ocenić wzrokowo ilość materiału usuwanego w czasie obróbki. Numery na fotografii odnoszą się do główniejszych operacji podanych w spisie Tabeli II.

Jak widzimy ze spisu, obróbka składa się z 74 operacji, przy czym więcej niż ⅓ operacji przypada na kontrolę. Taka częsta kontrola zapobiega dalszej obróbce wirnika, który i tak już nie będzie zdatny do użytku. Daje to oczywiście dużą oszczędność w kosztach produkcji.

Tabela II.

Wykaz operacji dla wirnika Goblin II.

1. Wycięcie pierścienia dla prób laboratoryjnych z przedniej i tylnej części odkuwki.
2. Kontrola odkuwki.
3. Obróbka zgrubna ściany tylnej oraz środkowego wgłębienia łukowego w części tylnej.
4. Kontrola.
5. Obróbka zgrubna części przedniej, zaokrąglenie ostrych krawędzi łopatek, wiercenie i rozwiercanie otworu piasty.
6. Kontrola.
7. Frezowanie rowka ustalającego na obwodzie tarczy.
8. Kontrola.
9. Zgrubne profilowanie łopatek i wnęk pozostawiając ok. 3 mm na każdej stronie łopatki w odniesieniu do wymiaru ostatecznego i ok. 5 mm na dnie wnęki.
10. Sprawdzenie kształtu łopatek i ich grubości.
11. Obróbka termiczna.
12. Kontrola obróbki termicznej i sprawdzenie prawidłowości położenia łopatek.
13. Frezowanie wycięć ustalających w podstawie zagłębienia (między łopatkami) Nr 1, 6 i 12.
14. Wstępnie wykańczająca obróbka ściany tylnej i wgłębienia łukowego.
15. Kontrola.
16. Polerowanie wgłębienia łukowego polerką napędzaną wałkiem giętkim.
17. Anodowanie wgłębienia łukowego i sprawdzenie na pęknięcia przy pomocy mikroanalizy.
18. Wstępne wykończenie przedniej części czołowej, zaokrąglenie krawędzi łopatek, oraz rozwiercanie otworu piasty.
19. Wycięcie kątowego rowka kontrolnego na obwodzie tarczy na przeciwko łopatki Nr 1.
20. Kontrola.
21. Powtórne przefrezowanie rowka ustalającego na obwodzie tarczy (np. 7).
22. Wstępne wykończenie profilów łopatek.
23. Wykończenie profilów łopatek.
24. Kontrola.
25. Obróbka termiczna dla usunięcia naprężeń w materiale.
26. Kontrola obróbki termicznej i sprawdzenie zniekształceń.
27. Powtórne frezowanie wycięć ustalających z op. 13.
28. Wstępne i ostateczne wykończenie podstawy wgłębienia łukowego, występu centrującego i fazowanie.
29. Kontrola.
30. Wiercenie i nawiercanie 12 otworów w tylnej części piasty dla śrub 7/16" i 4 otworów w przedniej części piasty dla śrub 3/8".
31. Gwintowanie otworów op. 30.
32. Kontrola.
33. Zbieranie zgrubne podstawy wgłębień pomiędzy łopatkami oraz łopatek z obu stron, pozostawiając nadmiar od 1,3 do 1,5 mm (na maszynie *Perkinsa*).

34. Sprawdzenie grubości łopatek przy pomocy płyty szablonowej i macek precyzyjnych.

35. Obróbka promieni zaokrągleń u podstaw łopatek i wygładzanie podstawy zagłębień międzyłopatkowych pilnikami wirującymi.

36. Kontrola.

37. Wygładzanie pilnikami wirującymi wypukłej części zakrzywienia łopatek dla usunięcia znaków obróbki, zostawiając nadmiar 1 do 1,3 mm ponad grubość nominalną.

38. Sprawdzenie grubości łopatek.

39. Powierzchniowe frezowanie wklęsłej strony zakrzywienia łopatek.

40. Kontrola.

41. Wygładzanie wklęsłej części łopatek zostawiając nadmiar 0 75 do 1 mm ponad grubość nominalną.

42. Kontrola.

43. Wygładzanie znaków pilnika wirującego w zagłębieniach pomiędzy łopatkami.

44. Kontrola.

45. Wygładzanie obu stron łopatek małymi tarczkami szlifierskiemi Nr. 60 zostawiając grubość 0,5 do 1 mm ponad nominalną.

46. Wygładzanie podstawy wnęk między łopatkami tarczkami szlifierskimi Nr. 60.

47. Kontrola.

48. Montaż wirnika na wałku zastępczym i obróbka centrowania w przedniej części piasty.

49. Wykończenie obróbki płaszczyzny labiryntowych rowków uszczelniających, zewnętrznej części oraz krawędzi płaszczyzny tylnej.

50. Kontrola.

51. Wykończenie przedniej płaszczyzny krawędzi zakrzywionych łopatek.

52. Kontrola.

53. Wykończenie łukowej krawędzi łopatek.

54. Kontrola.

55. Obróbka zgrubna i wykańczająca rowków labiryntowych. Tolerancja wykonania: dla średnic $\pm$ 0,05 mm; dla współśrodkowości $\pm$ 0,02 mm.

56. Kontrola.

57. Wykończenie przedniej części piasty, fazowanie i wykończenie otworu środkowego.

58. Kontrola.

59. Usunięcie nadmiaru materiału przy piaście pomiędzy łopatkami przy pomocy pilnika wirującego.

60. Opiłowanie promieni zaokrąglających na wejściowych krawędziach łopatek.

61. Wygładzanie promieni z operacji 60 i zrównywanie z powierzchnią łopatek.

62. Kontrola.

63. Wstępne wyważanie na wyważarce i usuwanie nieprawidłowości wyważanie w granicach do 13 gramocentymetrów przy pomocy tarczki szlifierskiej Nr. 60. (Zbieranie z górnej i dolnej powierzchni czołowej wejściowych krawędzi łopatek).

64. Polerowanie całego wirnika przy użyciu pasty i papieru ściernego Nr. 90 $\div$ 180.

65. Kontrola.

66. Polerowanie ogólne.

67. Wygładzanie i polerowanie krawędzi łopatek.

68. Polerowanie wgłębienia łukowego płaszczyzny tylnej i krawędzi zewnętrznych.

69. Ostateczne wyważanie na wyważarce. Wirnik zamontowany na wale roboczym przez podgrzanie do 85°C przez ½ godz. i sprawdzenie współśrodkowości średnic centrujących na wale i w wirniku. Pierwsze wyważenie przy 525 obrotach na minutę z dokładnością do 0,5 g na obwodzie przez dodawanie ciężaru na przednich i tylnych śrubach, po czym próba szybkości przy 12000 obr/min na specjalnym urządzeniu.

70. Kontrola.

71. Sprawdzenie wyważenia. (Usunięcie naddatków ciężaru w op. 69 i zastępienie zebraniem materiału z wlotowych krawędzi łopatek oraz z obwodu).

72. Ostateczne czyszczenie i 100% sprawdzenie wszystkich wymiarów.

73. Anodowanie *).

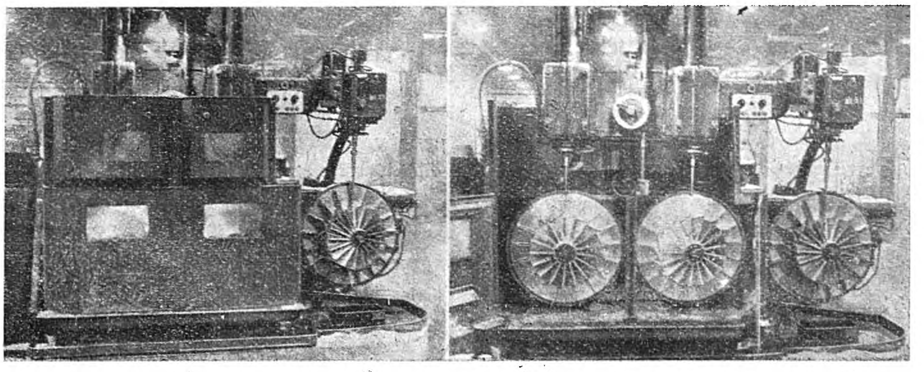
74. Ostateczna inspekcja.

*) Anodowanie jest to proces elektro-chemiczny oksydacji powierzchni metali i stopów, w którym przedmiot oksydowany w kąpieli elektrolitu jest anodą (—). Aluminium i stopy aluminiowe nadają się wybitnie do tego procesu. Katodę (+) stanowi pręt względnie płyta platynowa lub grafitowa. Elektrolitów jest duża ilość, a stosowany w lotnictwie jest 3% roztworem kwasu chromowego. Anodowanie jest różne od galwanizacji tym, że to nie jest nakładanie innym metalem, lecz przy obecności nieaktywnej katody na anodzie powstają tlenki metalu anody, tworzące grubą i mocno związaną z materiałem podstawowym powłokę o własnościach przeciwkorozyjnych i utwardzających. Grubość powłoki i jej twardość może być regulowana przez sposób prowadzenia procesu anodowania. Wymiary przedmiotów nie ulegają przy tym procesie prawie zupełnie zmianie. Przedmiot lub powierzchnia mająca być poddana anodowaniu musi być możliwie najgładsza, chemicznie oczyszczona i odtłuszczona. Typowy proces jest następujący: po zanurzeniu podnosimy napięcie od 0 do 40 V w ciągu 15 minut; utrzymujemy napięcie 40V przez 35 minut; podnosimy napięcie od 40 do 50V w ciągu 10 minut; trzymamy przy 50V przez 5 minut, po czym przedmiot wyjmujemy, myjemy i często po wysuszeniu uszczelniamy przez lakierowanie. Temperatura elektrolitu w ciągu procesu musi być utrzymana w granicach zapewniających własności wymagane dla powłoki oksydacyjnej: zwykle około 40 $\div$ 50°C. W tym celu wanna musi być o odpowiedniej pojemności w stosunku do ilości i wielkości przedmiotów anodowanych. W przeciwnym razie kąpiel należy chłodzić. Przedmioty o zwartym kształcie anodują się równo, niezależnie od zorientowania w odniesieniu do elektrody dodatniej (katody). Dla oksydacji samego otworu katodę umieszcza się w środku. Czytelnik interesujący się tym zagadnieniem znajdzie dokładne informacje w następującej literaturze: 1) *Jenny and Lewis,* ' ANODIC OXIDATION OF ALUMINIUM AND ITS ALLOYS — London, Charles Griffin Co Ltd, 42 Drury Lane WC_2, 1940 — 2) THE ANODIC OXIDATION OF ALUMINIUM AND ITS ALLOYS AS A PROTECTION AGAINST CORROSION — Department of Scentific and Industrial Research, London, His Majesty's Stationary Office, 1926, Holborn, Kingsway WC_2.

W wypadku omawianego wirnika anodowanie czyni go odpornym na korozję zarówno przy zetknięciu się z wilgotnym powietrzem jak z materiałami stalowymi oraz uodpornia na uszkodzenia powierzchniowe przez drobne elementy mogące być wessane do sprężarki. Nieprawidłowo prowadzony proces anodowania może dać mikroskopijne pęknięcia powłoki oksydowanej.

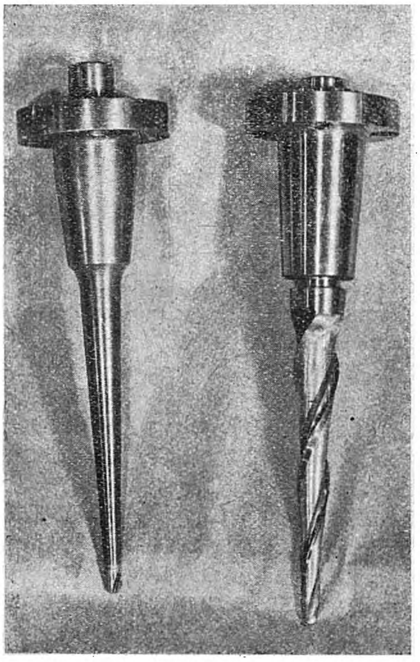
Omówię teraz w kolejności główne operacje wg Tabeli II. Operacje 1—8 mają charakter przygotowawczy. Operację 9 rozpoczyna się po otrzymaniu zadawalających wyników prób laboratoryjnych na próbkach wyciętych w op. 1.

Rysunek 2 przedstawia frezarkę kopiową *Cincinnati*, przy czym na lewo mamy widok maszyny osłonięte w czasie pracy, na prawo widok otwarty. Obrabiarka ta profiluje i obrabia łopatki wirnika z odkuwki otrzymanej po operacji 7. Obrabia ona jednocześnie dwa wirniki. Trzeci wirnik z prawej strony jest wzorcem, po którym ślizga się palec przekazujący posuwy na wrzeciona narzędzi obrabiających wirnik. Frezarka kopiowa jest całkowicie automatyczna i robotnik jedynie zakłada i zdejmuje przedmioty obrabiane. Przeniesienie ruchu z wzorca na wrzeciona robocze odbywa się napędem hydraulicznym przy pomocy silniczków i zaworów. Palec ślizgający się po wzorcu jest umocowany przegubowo, mając możność wychylania się na wszystkie strony i jest przedzielony kulką stalową, umieszczoną w dwóch wycięciach stożkowych (w trzonku ślizgacza i popychaczu). Kulka ta przenosi ruch na popychacz, który reguluje odpowiednio przepływ cieczy przez mechanizmy zaworowe i silniczki hydrauliczne.

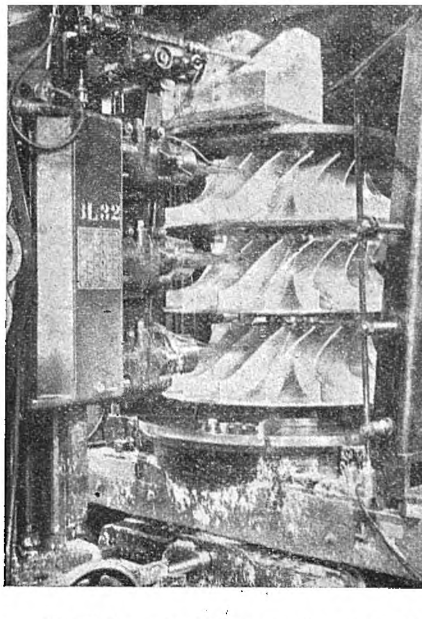


Rys. 2. Obróbka łopatek wirnika na frezarce kopiowej *Cincinnati.*

Maszyna wykonuje obróbkę zgrubną, wstępnie wykańczającą i wykańczającą. Dwie pierwsze operacje przy pomocy długiego freza stożkowego o krawędzi tnącej śrubowej. Kąt wierzchołkowy stożka jest 7½°; długość krawędzi tnącej jest ok. 230 mm; średnica u wierzchołka ok. 11 mm; średnica u podstawy ok. 50 mm. Krawędź tnąca ma linię śrubową prawoskrętną o skoku ok. 152 mm; jest ona dokładnie polerowana dla zapobieżenia przylepiania się wiórów. W czasie obróbki zgrubnej cała krawędź tnąca pracuje i dlatego narzędzie musi być o dużej wytrzymałości. Jest ono wykonane ze stali szybkotnącej. Koniec narzędzia ma powierzchnię kulistą. Do obróbki wykańczającej trzon narzędzia jest taki sam, lecz gładki; tnącą częścią są malutkie ostrza na samym końcu trzo-



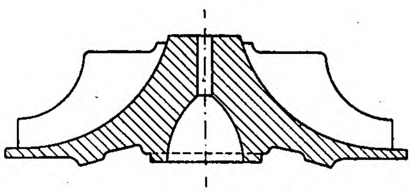
Rys. 3. Frezy stożkowe do obróbki zgrubnej i wykańczającej.



Rys. 4. Obróbka wirników na frezarce kopiowej *Kellera.*

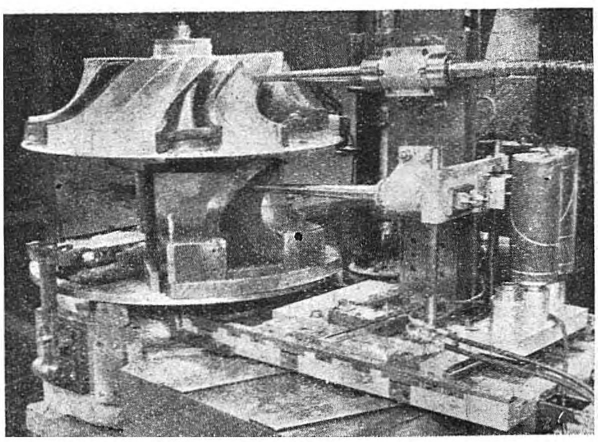
nu, posiadające śrubową krawędź tnącą o kącie śrubowym 15°. Oba te narzędzia pokazane są na rys. 3. Szybkości obrotów wrzeciona roboczego wynoszą 8700 obr. na min.

Rys. 4 podaje inną metodę obróbki na frezarce kopiowej *Kellera*. Widzimy trzy wirniki obrabiane jednocześnie. Palec ślizgacza dotyka wzorca umieszczonego w części górnej, którym jest jeden tylko wycinek wirnika. Metoda ta wymaga każdorazowego ustawiania po zakończeniu obróbki jednej wnęki międzyłopatkowej. Przekazywanie ruchów posuwistych z wzorca na wrzeciona robocze jest sterowane elektrycznie. Na rysunku widzimy wyraźnie kształt narzędzia wykańczającego.



Rys. 5. Kształty powierzchni wirnika.

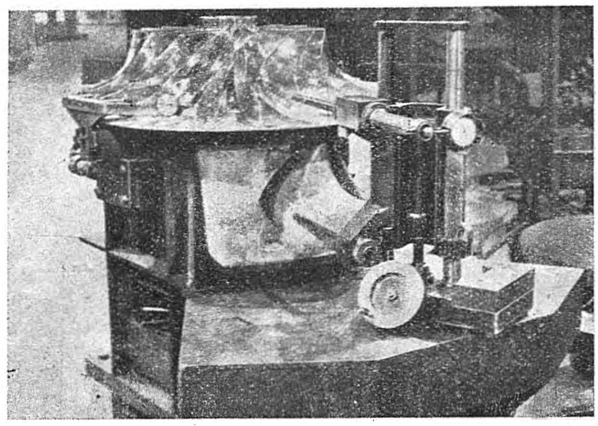
Rys. 5 podaje kształt powierzchni obrabianych w tylnej części tarczy oraz otworu piasty. Występ na obwodzie zrównuje się z łopatkami w jednej z końcowych operacji.



Rys. 6. Wygładzanie łopatek wirnika na półautomatycznej wygładzarce *Perkinsa*.

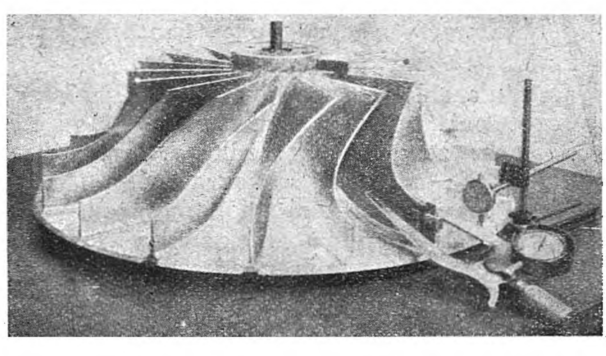
Rys. 6 przedstawia wygładzarkę półautomatyczną *Perkinsa*. Ruch narzędzia (pilnik wirujący lub mała tarczka szlifierska) jest sterowany ze wzorca umieszczonego na dole przy pomocy ślizgacza. Sterowanie jest elektryczne. Z uwagi na możliwość odkształcania się cienkich łopatek przewidziane są podpórki (widoczne na fotografii). Wygładzarka mechaniczna spełnia bardzo ważne zadanie, gdyż usuwa czynnik ludzki. Przy ręcznym zbieraniu lub wygładzaniu każde nieopatrzne podcięcie mogłoby spowodować wybrakowanie wirnika i tym samym dużą stratę.

Na rys. 7 przedstawiony jest system sprawdzania kształtu łopatek i ich rozmieszczenia. Czynność ta odbywa się również przy pomocy wzorca umieszczonego na dole. Niedokładność lub odchylenia określa się przy pomocy wskazań czynników widocznych na urządzeniu. Lśniące powierzchnie wirnika wskazują na stopień stosowanego polerowania.



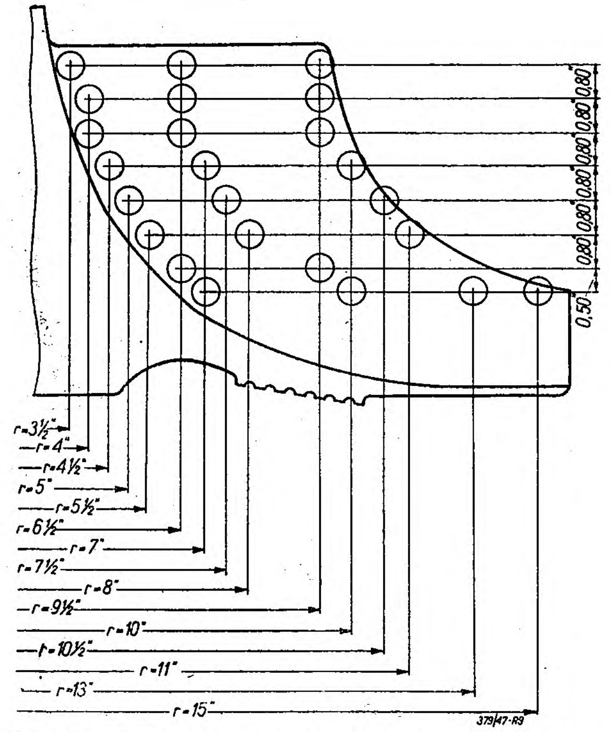
Rys. 7. Sprawdzanie kształtu i rozmieszczenia łopatek wirnika.

Rys. 8 przedstawia sposób sprawdzania grubości łopatek w różnych miejscach (ok. 24 punktów) poprzez płytkę szablonową z otworami. Grubość mierzy się przy pomocy macek sprężynowych zaopatrzonych w czujnik, dający powiększenie wymiaru rzeczywistego w stosunku 10 do 1, zapewniając dużą dokładność odczytu. Wyniki pomiarów wpisuje się na specjalnej karcie kontrolnej, pokazanej na rys. 9, gdzie kółka odpowiadają punktom pomiaru. W kółkach z reguły umieszczony jest wymiar nominalny, obok którego inspektor wpisuje wymiar rzeczywisty. Rowki labiryntowe widoczne na karcie kontrolnej wykonuje się przy pomocy noża grzebieniowego.



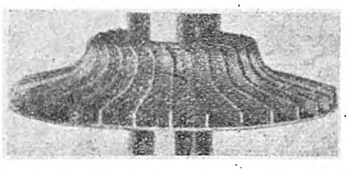
Rys. 8. Sprawdzanie grubości łopatek wirnika.

W czasie inspekcji ogólnej (op. 72) szczególnie sprawdza się czy nie ma zarysowań powierzchniowych, podcięć itp., po czym nasadza się wirnik na specjalny cokół i umieszcza na płycie traserskiej dla sprawdzenia, czy tylna krawędź obwodowa wirnika leży w jednej płaszczyźnie: odchyłki nie powinny przekraczać $+ 0{,}1$ mm. Drugim punktem do sprawdzenia jest współśrodkowość krawędzi cetnrującej piasty wirnika z otworem środkowym: z dokładnością $\pm 0{,}02$ mm.



Rys. 9. Schemat karty kontrolnej do wpisywania wyników pomiarów grubości łopatek.

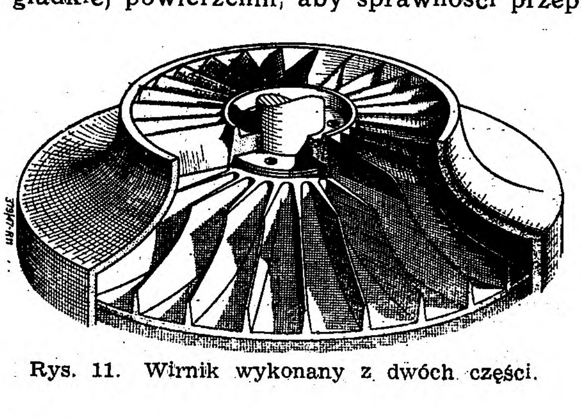
Trzecią czynnością jest sprawdzenie współśrodkowości zewnętrznych końców łopatek: tolerancja tutaj jest $\pm 0,05$ mm.



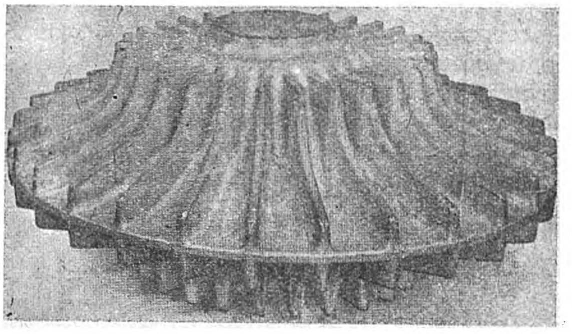
Rys. 10. Wirnik sprężarki silników lotniczych z wyginanymi na gorąco łopatkami.

Ostatnie główne sprawdzenie dotyczy krzywizny czołowej łopatek: sprawdza się ją na trzech średnicach: zewnętrznej, środkowej i wewnętrznej; odchyłki nie powinny przekraczać $\pm 0,075$ mm.

Z opisanych powyżej główniejszych operacji i obrabiarek przebija niezmierna dokładność i gładkość wykończenia powierzchni oraz ustawiczne sprawdzanie. Niezbędne to jest z uwagi na otrzymanie identycznych wirników o błyszczącej gładkiej powierzchni, aby sprawności przepływu i sprężania były te same i możliwie jak największe, gdyż silnik jest bardzo czuły na wszelkie odchylenia wykonania. Poza tym koniecznym jest zapewnienie maksymalnej pewności, wymagane od turbo-spalinowego silnika lotniczego.



Rys. 11. Wirnik wykonany z dwóch części.

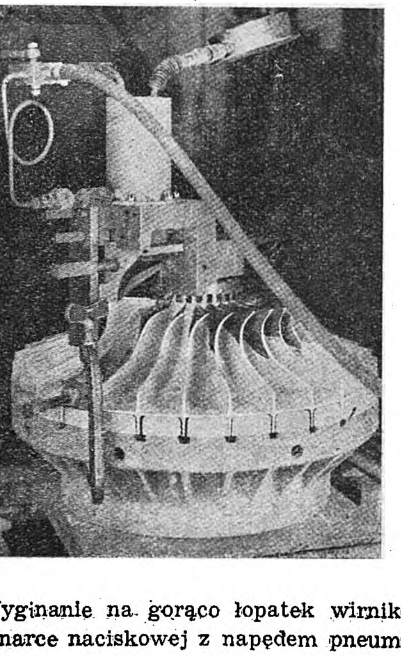


Rys. 12. Odkuwka wirnika dwustronnego.

Opisana wyżej metoda stanowi nowość w technice obróbki wirników odśrodkowych z osiowym wlotem powietrza (zagięte wąsy). Dotychczasowe metody wciąż jeszcze stosowane przy obróbce wirników do sprężarek silników lotniczych tłokowych jak i silników turbo-spalinowych (*Rolls-Royce*), polegają na obróbce prostej promieniowej, a wąsy, o ile mają stanowić integralną część wirnika, są wyginane później na gorąco przy pomocy wyginarki naciskowej lub rolkowej. Rys. 10 podaje przykład tak wykonanego wirnika.

Konstrukcja wirnika najczęściej jest taką, że pewne zagięcie wąsów, które zwiększa się liniowo od środka w kierunku promieniowym, jest już wymagane przy samej płaście. Wtedy proste jeszcze (przed zagięciem) wąsy podtacza się u piasty, podobnie jak podtacza się gwint, dając możność wyginania na całej długości.

Jeszcze jeden sposób wykonania polega na tym, że wąsy zakrzywione wraz z ich częścią pia-



Rys. 13. Wyginanie na gorąco łopatek wirnika na specjalnej wyginarce naciskowej z napędem pneumatycznym.

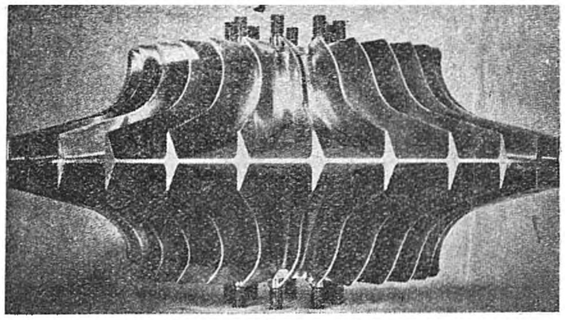
sty wykonuje się oddzielnie i później się ześrubowuje z wirnikiem o łopatkach prostych. Oczywiście należy zapewnić dokładność wykonania tak, aby po zmontowaniu powierzchnie dokładnie i gładko pokrywały się, stanowiąc jedną ciągłą całość. Na rys. 11 podany jest wykrój częściowy takiego wirnika wchodzącego w zespół silnika turbo-spalinowego. Na rysunku wąsy z częścią piasty są wycięte dla pokazania sposobu montażu obu elementów. Rozwiązanie takie daje duże ułatwienie przy produkcji seryjnej; wymaga jednak sporej dokładności wykonania elementów.



Rys. 14. Ręczne wyginanie na gorąco łopatek wirnika wyginarką rolkową.

Wirniki dwustronne.

Dla zwiększenia objętości przepływu powietrza przez wirnik, a tym samym i mocy silnika turbo-spalinowego, przy zachowaniu małej średnicy wirnika, robi się go często jako dwustronny. Rys. 12 podaje odkuwkę takiego wirnika, która z kolei jest poddawana obróbce mechanicznej prostej. Widzimy, że w tym wypadku odkuwka jest więcej zbliżona do ostatecznego kształtu wirnika, aniżeli ta na rys. 1. Po ukończeniu obróbki prostej wąsy łopatek poddaje się zagięciu w kierunku obrotu wirnika w silniku na specjalnej wyginarce naciskowej. Operacja ta wraz z wyginarką jest pokazana na rys. 13.



Rys. 15. Wirnik dwustronny całkowicie wykończony.

Operacja ta odbywa się na gorąco, a wyginarka na napęd pneumatyczny. Zauważyć przy tym należy, że wirnik jest umieszczony na specjalnej podstawie obchwytującej każdą łopatkę po przeciwnej stronie, zapewniając nieodkształcalność w czasie operacji wyginania.

Rys. 14 podaje ręczne wyginanie na gorąco wyginarką rolkową, przy tym eksperymentalny wirnik ma łopatki ustawione skośnie do tarczy trzonowej.

Rys. 15 przedstawia wirnik po zakończonej całkowicie obróbce. Wystające śruby szpilkowe służą do przymocowania wału po obu stronach piasty.

Podobnie jak przy wirnikach jednostronnych, części z wąsami wygiętymi, wraz z odpowiednimi częściami piasty, mogą być wyginane oddzielnie, a później współśrodkowo zmontowane. Przykładem takiego wirnika dwustronnego dla silników turbospalinowych jest rozwiązanie *Rolls-Royce'a.*

Uwaga: Rysunki do powyższego artykułu zamieszczone zostały za zezwoleniem:

Rys. 1, 2, 4, 5, 6, 7, 8, 9 — *de Havilland Co Ltd.*
Rys. 3 — *Aircraft Production.*
Rys. 12, 13, 15 i 15 — *L. Mech. E.*

Refleksje na temat tarcia między ciałami stałymi

Prof. dr. M. T. HUBER

Reakcja przy ruchu względnym ciał. Definicja tarcia. Właściwości tarcia. Przybliżone „Prawa tarcia". Krytyka dotychczasowych poglądów.

1. Rozpatrzmy ruch względny dwu ciał takich np. jak czop i panewka, tłok i cylinder, śruba i nakrętka, sanki i jezdnia, a więc wogóle ciał C_1 i C_2 dotykających się stale podczas ruchu (czy to bezpośrednio, czy też za pośrednictwem cienkiej warstewki smaru) na obszarze swych powierzchni o polu F. Elementy dF tego pola (w ogóle zakrzywionego według powierzchni obrotowej lub śrubowej) doznają nacisków normalnych dN wywołanych siłami zewnętrznymi układu. Przy ruchu względnym obu ciał każdy z elementów jednego przesuwa się (ślizga się) po odpowiednim elemencie drugiego z prędkością $\vec{v}$. Gdyby siły zewnętrzne działające na ciało C_1 były w równowadze z reakcjami normalnymi ciała C_2, to jakakolwiek wielkość prędkości początkowej ruchu pozostawałaby wtedy stałą, ponieważ praca reakcyj jako prostopadłych do kierunku przesunięć byłaby równa zeru. Ale doświadczenie uczy, że prędkość ta zmniejsza się nieustannie, co dowodzi, że obok reakcyj normalnych istnieją nadto reakcje styczne $d\vec{T}$ zawierające z kierunkiem przesunięcia kąt, w każdym razie większy od 90°, a mniejszy od

270^0, gdyż tylko przy takich wartościach praca tych reakcyj jako ujemna zmniejsza energię kinetyczną ciała C_1. Płaszczyzna tego kąta leży oczywiście w płaszczyźnie elementu dF. Reakcja styczna $\vec{dT}$ nazywa się *tarciem*. Jeżeli więc zachodzi tarcie, to reakcja całkowita elementu $\vec{dR}$ ma wartość liczbową $dR = \sqrt{(dN)^2 + (dT)^2}$ i jest nachylona do normalnej pod kątem f, dla którego

$$tg f = \frac{dT}{dN}$$

Kąt ten nazywamy *kątem tarcia*. Tarcie można przeto pojmować jako opór występujący tylko wtedy, gdy kierunek reakcji całkowitej zbacza od kierunku normalnej w s t e c z względem kierunku prędkości. Powszechnie przyjmuje się, że kierunek tarcia jest wprost przeciwny kierunkowi prędkości, gdyż tak się rzecz ma z wielkim przybliżeniem w przeważającej liczbie przypadków. Podobnież przyjmują powszechnie, że odchylenie reakcji z powodu tarcia nie zmienia się ze zmianą kierunku przesunięcia, że więc tarcie ma charakter izotropowy. Wobec tego przyjmuje się, że pobocznica stożka obrotowego o kącie wierzchołkowym $2f$ jest miejscem geometrycznym reakcy, całkowitych w danym punkcie elementu (który jest wierzchołkiem tego stożka), a więc reakcyj odpowiadających każdemu możliwemu kierunkowi, przesunięcia z tą samą wartością liczbową prędkości v. Że to założenie nie ma charakteru ścisłego, lecz może być tylko uważane za przybliżenie na częściej praktycznie wystarczające, dowodzi już sam fakt, że w przypadku gdy materiałem obu ciał było drewno znaleziono z doświadczeń różne wartości $tg\ f$, czyli współczynnika tarcia m, zależnie od tego, czy włókna obu ciał były równoległe do kierunku prędkości względnej, czy też prostopadłe. Jest rzeczą jasną, że przy kierunkach pośrednich między powyższymi musi współczynnik tarcia mieć wartości pośrednie, wobec czego stożek tarcia nie będzie obrotowym, lecz zbliżonym do eliptycznego. Podobnież ma się rzecz w przypadku gdy materiałem ciał jest metal, którego powierzchnia jest obrobiona przez struganie lub szlifowanie pozostawiając mikroskopowe bruzdki równoległe. Tylko dzięki temu że wyznaczone doświadczalnie wartości współczynnika tarcia przy różnych nachyleniach brózdek do prędkości ślizgania różnią się zwykle nieznacznie, mówi się po prostu o współczynniku tarcia materiałów obu ciał jako o liczbie niezależnej od kierunku ślizgania.

2. Widzimy więc, że tarcie z natury rzeczy może mieć charakter anizotropowy, wobec czego kierunek tarcia może zbaczać nieco od kierunku wprost przeciwnego kierunkowi prędkości ślizgania. Ale nawet z pominięciem tej anizotropowości nie można uważać współczynnika tarcia za wielkość określoną prostymi „p r a w a m i t a r c i a", jakie figurują tradycyjnie w książkach poświęconych mechanice technicznej (stosowanej)*). Albowiem współczynnik tarcia jest zależny:

1 — od tego czy tarcie zachodzi „n a s u c h o" czy też „ z e s m a r e m",
2 — od prędkości względnej,
3 — od rodzaju materiałów obu ciał trących,
4 — od ciśnienia na polu przylegania obu ciał,
5 — od stanu obróbki powierzchni trących,
6 — od własności fizykalnych smaru i osiągalne, grubości jego warstwy,
7 — od temperatury i innych zjawisk cieplnych wynikających z tarcia w warunkach szczególnych (np. tarcia czopowego).

Odróżniając zasadniczo tarcie n a s u c h o od tarcia z e s m a r e m jakimkolwiek (choćby to była tylko warstewka adhezyjna gazu trudna do usunięcia na powierzchni ciał stałych), nie trudno zrozumieć, że przy tarciu na sucho nieuniknione (chociaż często trudno dostrzegalne) nierówności powierzchni jednego z ciał trących zazębiają się niejako z odpowiednimi nierównościami ciała drugiego. Powstające przy tym ciśnienia miejscowe przewyższają tak dalece wartością ciśnienie średnie N/F, że przesunięciu względnemu ciał towarzyszą zniszczenia wystających drobniutkich nierówności. Tym się tłumaczy, że tarcie „s t a t y c z n e" t. j. zachodzące w chwili rozpoczęcia ślizgania ze stanu spoczynku względnego jest większe od tarcia „k i n e t y c z n e g o", t. zn. zachodzącego przy skończonej chociażby b. małej prędkości względnej. To też powoduje np. u czopów ich stopniowe „d o c i e r a n i e" mimo obecności smaru, gdyż przy nierównościach większych od grubości warstewki smaru odpowiadającej danemu ciśnieniu i prędkości względnej, smar nie zapobiega zrazu bezpośredniemu stykaniu się czopa z panewką w bardzo wielu miejscach. Ponadto przy takim stykaniu jak wykazały badania doświadczalne biorą w tarciu udział także siły molekularne między cząstkami ciał po obu stronach powierzchni stykania się. Gdyby drobne nierówności (chropowatości) obu ciał były rozmieszczone równomiernie na polu ich przylegania z naciskiem N, to współczynnik tarcia byłby niezależny od kierunku śliz-

*) W r. 1811 ukazało się dwutomowe dzieło „Traité de Mécanique" wielkiego matematyka i fizyka S. D. *Poissona*. Czytamy tam o tarciu w tomie II co następuje:

„W stanie obecnym wiedzy można prawa tarcia wyznaczyć tylko doświadczalnie. Zanim więc wprowadzę tarcie jako siłę szczególnego rodzaju w równania ruchu ciała opierającego się o płaszczyznę daną, podam dotyczące ogólne wyniki doświadczenia.

1) Tarcie ciała stałego względem innego takiego ciała jest niezależne od prędkości ciała,

2) jest także niezależne od wielkości powierzchni trących i

3) jest proporcjonalne do całkowitego nacisku wywieranego na tę powierzchnię".

Wszystkie trzy prawidła powyższe okazały się już po 50 latach co najwyżej tylko dość grubymi przybliżeniami zależności rzeczywistych, ale ponieważ *Poisson* nie zaznaczył tego wyraźnie, to jego autorytet naukowy sprawił, że nawet pod koniec wieku XIX podręczniki szkolne fizyki podawały je jako „prawa tarcia".

gania. Atoli np. w przypadku trzonu cylindrycznego, który porusza się w obejmującej go tulei, może powierzchnia trzonu mieć nierówności ugrupowane poprzecznie wskutek obróbki na tokarce, albo też podłużnie z powodu strugania równoległego do osi. Podobnież może wyglądać powierzchnia wewnętrzna tulei. Dzięki temu może być współczynnik tarcia przy względnym przesuwaniu obu tych ciał różny od współczynnika tarcia przy ich obrocie względnym. Przy ruchu śrubowym zaś będzie współczynnik tarcia miał wartość pośrednią, przy czym kierunek tarcia może zbaczać nieco od prostej wektora prędkości, chociaż trudno przewidzieć wielkość i zwrot tego zboczenia. Ono winno jednak zanikać w miarę docierania obu powierzchni i wprowadzenia warstewki smaru.

Te rozważania uwydatniają charakter przybliżony wspomnianych powyżej „praw tarcia", do których należą:

1 — kierunek siły tarcia wprost przeciwny kierunkowi prędkości względnej ślizgania.

2 — niezależność współczynnika tarcia m (w pewnych granicach ciśnienia wzajemnego) od wielkości tegoż ciśnienia, albo, co na to samo wychodzi, niezależność wielkości tarcia od wielkości pola przylegania ciał trących.

3 — niezależność m w pewnych granicach prędkości ślizgania od wielkości tej prędkości; wyjąwszy przypadek prędkości równej 0 (tarcie statyczne) kiedy jak wiadomo wartość współczynnika tarcia jest nieco większa od jego wartości podczas ruchu (tarcie kinetyczne). Różnica ta jest z powodów zrozumiałych dość znaczna przy tarciu czopów smarowanych.

Przenosząc teraz powyższe prawidła przybliżone na elementy dF powierzchni przylegania ciał trących (wogóle zakrzywionych), w których to elementach działa reakcja normalna $\overrightarrow{dN}$ i styczna $\overrightarrow{dT}$ t. j. tarcie piszemy

$$\frac{dT}{dN} = m$$

przy założeniu apriorycznym że $\overrightarrow{dT} \perp \overrightarrow{dN}$, oraz doświadczalnym, a więc przybliżonym (jak wykazano powyżej), że v i dT mają kierunki wprost przeciwne.

Gdybyśmy znali rozmieszczenie dN na powierzchniach trących, to przy danym ruchu względnym obu ciał i założeniu (przybliżonym) tej samej wartości m we wszystkich elementach dF, możnaby według ścisłych praw statyki wykonać redukcję sił tarcia $\overrightarrow{dT}$ (do wypakowej siły i pary). Wobec trudności zasadniczej ścisłego wyznaczenia rozmieszczenia dN z obciążeń danych, przyjmowano dawniej, kierując się intuicją, możliwie prosty i prawdopodobny rozkład $\overrightarrow{dN}$ i obliczano, np. w czopach łożyskowych różnej postaci, siłę wypadkową i moment (moment tarcia).

Tego rodzaju obliczenia prowadzą do wzorów, rzadko tylko zgodnych z wynikami pomiarów doświadczalnych; nadają się więc raczej na ćwiczenia w całkowaniu dla studiujących matematykę przyszłych inżynierów. Teraz posługujemy się niemal wyłącznie wzorami pół empirycznymi ujmującymi wyniki badań doświadczalnych.

4. Powyższe czysto techniczne prawidła tarcia wystarczają zupełnie do objaśnienia znanego sposobu mechanicznego, jaki stosujemy np., aby przesuwanie tłoka doszlifowanego do cylindra, w którym może się poruszać, odbyło się w kierunku osi cylindra prawie bez oporu. Wystarczy w tym celu udzielić tłokowi nadto ruchu obrotowego z prędkością obwodową V dostatecznie wielką wobec prędkości przesuwania osiowego tłoka v, albowiem wtedy ruch każdego elementu powierzchni bocznej tłoka względem ściany cylindra odbywa się w kierunku nachylonym do przekroju poprzecznego pod kątem α którego $tg\alpha = \frac{v}{V}$

Ponieważ tarcie całkowite $\overrightarrow{dT}$ w każdym elemencie pola dF jest wprost przeciwne prędkości ruchu wypadkowego odbywającego się z prędkością $V_1 = \sqrt{V^2 + v^2}$, przeto składowa tarcia w kierunku osiowym ma wartość liczbową

$$dT_o = dT \cdot \sin\alpha = dT \frac{v}{\sqrt{V^2+v^2}}$$

można ją przeto uczynić dowolnie małą zwiększając stosownie V wobec v. Sposób ten używany z powodzeniem w siłomierzach hydraulicznych maszyn wytrzymałościowych nie może oczywiście powodować zmniejszenia pracy odniesionej do jednostki czasu (mocy) niezbędnej do pokonania tarcia. Praca ta wynosiłaby bez dodatkowego ruchu obrotowego oczywiście $dT \cdot v$, a przy jednoczesnym ruchu obrotowym $dT \cdot \sqrt{V^2 + v^2}$. Jest więc tym większa, im większa jest dodatkowa prędkość obwodowa V wobec v. A zatem pożądane z pewnego powodu zmniejszenie składowej tarcia w kierunku oznaczonym musi być okupione tym większym wydatkiem energii im bardziej chcemy zmniejszyć wymienioną składową tarcia.

Podobnie łatwo wytłumaczyć dlaczego pierścień nawleczony luźnie na długi wał transmisyjny, który przy spoczynku wału (o poziomej osi obrotu) również spoczywa, przy obrocie wału zsuwa się po nim w kierunku nawet bardzo małego spadku, spowodowanego ugięciem sprężystym tej części wału na której umieszczono pierścień.

5. Tarcie gra jak wiadomo w zastosowaniach dwie przeciwne niejako role. Raz występuje jako siła „szkodliwa" gdyż pochłaniająca energię, wobec czego konstruktorzy maszyn wysilają się aby tarcie zredukować do wartości jak najmniejszej skoro przyroda nie pozwala na redukcję do zera. Drugi raz jest tarcie siłą „pożyteczną", zapewniając w wielu przypadkach pożądaną równowagę względną dwu ciał dotykających się nawzajem. Tu należą sprzęgła tarciowe, hamulce, kliny utwierdzające koła maszyn na wałach lub osiach, śruby łączące części składowe mające tworzyć całość sztywną; tarcie w szwach poziomych lub pochyłych murów suchych i t. p. W tej drugiej roli jest pożądane tarcie możliwie wielkie, przy czym nasuwa się pytanie, czy można liczyć na

trwałość równowagi, jeżeli ją zapewnia wyznaczona doświadczalnie wartość współczynnika tarcia.

Na to pytanie odpowiadają doświadczenia długotrwałe przecząco. Tarcie jest w ogóle niepewną rękojmią stateczności układu ciał stałych. Świadczy o tym bardzo prosty przykład ołówka położonego na desce kreślarskiej łagodnie pochylonej. Ołówek ten nie zsuwa się, względnie nie stacza się dzięki tarciu, względnie oporowi przeciw toczeniu się (polegającemu w istocie również na tarciu), ale jego spoczynek trwa tak długo, dopóki np. nie przejeżdża w pobliżu ciężki samochód lub pociąg kolejowy. Wywołane przezeń drgania sprężyste przenoszą się na deskę i powodują ruch ołówka w dół, co dowodzi zmniejszenia skutków tarcia. Albowiem na skutek drgań sprężystych zmniejszają się reakcje w miejscach stykania się ciał i mogą spaść do zera, wobec czego i tarcie zanika w pewnych przedziałach czasu każdego z okresów drgań, a to wystarcza często do przejścia w ruch ze stanu spoczynku.

W takich przypadkach niepożądanych skutków odkształcalności sprężystej elementów maszynowych stosujemy przysłowiowe „wybijanie klina klinem", t. zn. wyzyskujemy odkształcalność sprężystą materiałów w częściach specjalnych zabezpieczających zerwanie kontaktu części głównych przez wymuszone stosowne napięcia zewnętrzne.

6. Analogiczne do powyższych rozważania, opatrzone wnikliwą i słuszną krytyką niektórych poglądów rozpowszechnionych wśród konstruktorów maszyn, znajdujemy w interesującej pracy *Inż. K. Wolskiego* p. t. „Przyczynek do teorii tarcia", ogłoszonej w pierwszej powojennej publikacji restytuowanego „Instytutu Technicznego Lotnictwa" (I. T. L.) w Warszawie, którego przedwojenne „Sprawozdania i Prace" zawierały wiele cennego dorobku techniczno-naukowego polskich inżynierów lotniczych, rozproszonych z wybuchem II wojny światowej po całym niemal świecie. Ceniąc ogłoszone w owym czasie prace *Inż. K. Wolskiego*, nie mogę jednakże zgodzić się na Jego nową ideę pojmowania współczynnika tarcia jako wektora, gdyż jak to wynika z wywodów powyżej skreślonych, bezkierunkowość współczynnika tarcia jako liczby przedstawiające stosunek w a r t o ś c i l i c z b o w y c h dwu wektorów, t. j. oporu tarcia $\vec{T}$ jako składowej stycznej reakcji i jej składowej normalnej $\vec{N}$, nie podlega żadnej wątpliwości. Idea *inż. Wolskiego* nie wykazała wprawdzie żadnych sprzeczności matematycznych w obliczeniach formalnych posuniętych aż do interesującego zastosowania kwaternionów *Hamiltona*, jednakże polegała na złudnej analogii rozkładu tarcia (przy założeniu, jak wykazałem powyżej tylko dostatecznie przybliżonym, że wektor siły tarcia i wektor prędkości względnej leżą na tej samej prostej) w kierunkach odwróconych składowych prędkości względnej obu ciał.

O potrzebie wykładów metrologii ogólnej na wyższych uczelniach technicznych

Inż. J. OBALSKI

Wyodrębnienie się zagadnienia metrologii na tle ogólnego postępu techniki. Zagadnienia wspólne dla różnych dziedzin techniki pomiarów. Celowość odciążenia wykładów na poszczególnych wydziałach od ogólnych zagadnień metrolocznych. Odpowiedź na zarzuty przeciw wprowadzeniu odrębnych wykładów metrologii. Projekt programu wykładów metrologii.

Cechą charakterystyczną postępu wiedzy jest proces ciągłego jej różniczkowania się. Różne zagadnienia, pomiędzy którymi nie było dotąd wyraźnej granicy, dojrzewają w pewnej chwili do samodzielnego traktowania i odtąd rozwój ich idzie odrębnymi drogami. Inne znów zagadnienia, wogóle dotychczas nieistniejące, powstają i nabierają znaczenia, rozwijając się w oddzielne gałęzie wiedzy. Wreszcie w tym procesie następuje wyodrębnianie podobnych zagadnień, mających znaczenie pomocnicze w różnych dziedzinach wiedzy i traktowanych tam w sposób różnorodny. Takie wyodrębnianie jest zwykle bardzo użyteczne, odciążając poszczególne nauki od konieczności zajmowania się zagadnieniami ubocznymi i umożliwiając jednolite traktowanie tych samych zagadnień. W tym procesie różniczkowania się wiedzy mamy odbicie ogólnego prawa ewolucji.

Proces ten jest szczególnie wyraźny w dziedzinie techniki w związku z szybkim jej rozwojem i prowadzi do powstawania licznych nowych samodzielnych nauk. Ma on swój odpowiednik w dziedzinie nauczania i wyrazem jego jest tworzenie coraz to nowych katedr na wyższych uczelniach technicznych.

Jedną z nauk dojrzałych, jak się zdaje, do takiego usamodzielnienia się, jest *metrologia*, czyli nauka o mierzeniu. Jest ona dziś dla techniki jedną z nauk podstawowych tak jak matematyka lub mechanika. Nie ma bowiem żadnej dziedziny techniki, w której mierzenie nie odgrywałoby wybitnej roli. Jest ono powszechnie uznawaną jedną z głównych dźwigni postępu technicznego. Trudno wyobrazić sobie dokonanie jakiegokolwiek wartościowego wynalazku, zorganizowanie jakiegokolwiek procesu wytwórczego lub kontroli produkcji bez różnego rodzaju pomiarów.

Z biegiem czasu nauka czysta, technika i życie gospodarcze stawiają mierzeniu coraz dalej idące wymagania pod względem dokładności pomiarów, ich niezawadności, szybkości wykonywania, samoczynności itd. Konstrukcja narzędzi mier-

niczych coraz bardziej się kompliku'e, zasady miernicze opierają się na coraz to nowych zjawiskach, powstają nowe metody pomiarów.

Jakkolwiek każda dziedzina pomiarów jest związana ze specjalnymi wymaganiami nietylko nawet w zależności od rodzaju wielkości fizycznej, podlegającej mierzeniu, ale również dla tej samej wielkości w różnych zastosowaniach (np. pomiary długości w budowie maszyn i w geodezji), to jednak przy wszystkich pomiarach spotykamy się z pewnymi zagadnieniami wspólnymi.

Do takich wspólnych zagadnień możnaby zaliczyć następujące: normalizacja pojęć metrologicznych, systemy jednostek miar, metody pomiarów, podstawy matematyczne pomiarów i zagadnienia z tym związane, jak teoria i praktyka błędów narzędzi mierniczych, jak również wyników pomiarów, sposoby opracowywania liczbowych wyników, normy dokładności, obszar mierniczy, regulacja, zasady sprawdzania narzędzi mierniczych.

Należą tu też zagadnienia pomocnicze jak interpolacja; wykreślne sposoby przedstawiania zależności (szczególnie nomografia), urządzenia mechaniczne związane z obliczeniami (maszyny do liczenia, suwaki rachunkowe, planimetry, analizatory harmoniczne itd.).

Następną dziedziną są ogólne zasady konstrukcji i projektowania narzędzi mierniczych. Zasady te odbiegają od normalnego projektowania maszyn i ich części wobec specjalnych wymagań (na pierwszym planie dokładność i niezmienność wskazań, trwałość własności metrologicznych narzędzia, łatwość odczytywania itp.). Związana z tym jest normalizacja niektórych elementów konstrukcyjnych (jak części wskazujących, łożysk, przekładni), oraz strona technologiczna.

W chwili obecnej każdy z wykładających przedmioty praktyczne ujmuje te zagadnienia ogólne, dotyczące pomiarów, indywidualnie a przy tym fragmentarycznie. Te same zagadnienia przedstawione kilkakrotnie w odmienny sposób studentowi, wywołują w jego głowie chaos, choćby z tego powodu, że jest on zmuszony do przyzwyczajania się do coraz innych oznaczeń i określeń dla tych samych pojęć np. w rachunku błędów).

Z tych względów byłoby celowe, aby szczególnie na wydziałach mechanicznych, elektrycznych i chemicznych wyższych uczelni technicznych był wprowadzony nowy przedmiot pod nazwą *metrologia ogólna* z *matematyką metrologiczną* jako wstępem, obejmujący o g ó l n e zagadnienia dotyczące pomiarów. Pomiary w poszczególnych dziedzinach byłyby pozostawione przedmiotom specjalnym (np. na wydziale mechanicznym pomiary warsztatowe i maszynowe, na wydziale elektrycznym — pomiary elektryczne). Stanowiłyby one niejako dalszy ciąg wykładów metrologii ogólnej.

Odciążenie poszczególnych katedr od spraw metrologicznych pozwoliłoby zaoszczędzony czas poświęcić właściwym ich zadaniom.

Najodpowiedniejszy dla wykładów metrologii byłby drugi rok studiów — przed przystąpieniem do przedmiotów praktycznych, ale już po otrzymaniu przygotowania matematycznego i fizycznego.

Chciałbym tu odpowiedzieć jeszcze na dwa zarzuty z którymi się spotkałem przy pierwszych próbach realizacji tego projektu:

1) Podobne wykłady są zbędne, gdyż ich część matematyczna jest zawarta w wykładach matematyki, zaś pozostała część w wykładach fizyki.

Otóż wykłady matematyki, prowadzone oczywiście przez matematyków, znajdują się zawsze w pewnym dystansie od konkretnych zastosowań technicznych i to jest zupełnie naturalne; dopiero w wykładach poszczególych przedmiotów praktycznych student opanowuje matematykę jako narzędzie, wie jak dane działanie, zasadę, czy twierdzenie stosować, (choć i tu unikanie nieraz przykładów liczbowych utrudnia to opanowanie). Szczególnie dotyczy to działów matematyki, związanych z pomiarami. Po przejściu i nawet zrozumieniu pięknego pod względem matematycznym kursu teorii błędów student naogół tak samo nie wie jak przystąpić do obliczenia błędów w konkretnym pomiarze (zwłaszcza w pomiarze złożonym), jak i przed wysłuchaniem tych wykładów. Tak samo z wykładów matematyki nie dowie się student o praktycznym zastosowaniu rachunku prawdopodobieństwa, np. do ustalania dokładności stopniowego układu wzorców, do zagadnień kontroli produkcji i in. A gdzie jest miejsce na nomografię, tak powszechnie dziś stosowaną, na wykłady o przyrządach rachunkowych, interpolację (praktyczną) itd.? Poszczególne z tych dziedzin nie dorosły jeszcze do tego, aby zrobić z nich oddzielne przedmioty, ale razem stanowić mogą dobrze zgraną całość w ramach *„metrologii"*.

Na rozważanie zagadnień metrologicznych w wykładach fizyki w sensie t e c h n i c z n y m i p r a k t y c z n y m również zupełnie nie można liczyć, gdyż zasadniczym zadaniem tych wykładów jest co innego: mianowicie zaznajamianie ze zjawiskami fizycznymi. Nie wyobrażam sobie, aby np. wykłady te mogły objąć projektowanie narzędzi mierniczych, zwłaszcza w związku z wymaganiami techniki.

Oczywiście pewne punkty poniższego programu są poruszane w fizyce, (np. sprawa jednostek miar), ale wykłady tego przedmiotu nie mogą dać całokształtu, który umożliwiłby orientację w określonych technicznych zagadnieniach pomiarowych. Narzędzie do pomiarów fizycznych i warunki jego użycia są czymś innym niż w zastosowaniu technicznym.

2) Wobec braku sal wykładowych i w warunkach, kiedy brak niezbędnych warsztatów i laboratoriów, nie można uruchamiać nowych wykładów.

Ten zarzut jest nieistotny, gdyż przede wszystkim projekt nie przewiduje terminu wprowadzenia go, a trudno sądzić aby wiecznie istniały przeszkody lokalowe, a po za tym nie wszystkie wyższe uczelnie techniczne takie trudności posiadają. W żadnym zaś wypadku nie może to być przeszkodą w uznaniu przez odnośne władze celowości projektu, co byłoby najważniejszym krokiem ku jego realizacji.

PROGRAM WYKŁADÓW.

I. Matematyka metrologiczna sem. 3-ci, tyg. 2 godz. wykł.; 2 godz. ćwicz.

1. Rachunek prawdopodobieństwa.
2. Teoria błędów i rachunek wyrównawczy.
3. Zasady statystyki matematycznej w zastosowaniu do zagadnień technicznych.
4. Interpolacja.
5. Pomocnicze przyrządy rachunkowe i miernicze (suwaki, maszyny od liczenia, planimetry, integrafy, analizatory harmoniczne i t. p.).
6. Zasady sporządzania wykresów (w szczególności nomogramów).
7. Zasady budowy tablic liczbowych na podstawie danych doświadczalnych.
8. Sprawy dokładności obliczeń, zaokrągleń, uproszczonych sposobów rachunkowych i t. p.

II. Metrologia ogólna — sem. 4-ty, tyg. 2 godz. wykł.; 2 godz. ćwicz.

1. Podstawowe pojęcia metrologii.

Terminologia i oznaczenia. Błędy i poprawki narzędzi mierniczych. Rozbieżność wskazań. Nieczułość. Bezwładność. Błędy dopuszczalne. Obszar mierniczy. Obszar regulacji.

2. Jednostki miar i podstawowe ich wzorce. Systemy jednostek i ich zależności. Stopniowane systemy wzorców normalnych.

3. Ogólne zasady wykonywania pomiarów.

Planowanie pomiarów. Przygotowanie aparatury mierniczej. Obchodzenie się z narzędziami mierniczymi. Osiągalna i niezbędna dokładność. Powtarzanie pomiarów. Protokuły pomiarów. Opracowanie liczbowe wyników.

4. Metody pomiarów.

5. Zasady projektowania narzędzi mierniczych.

Wybór zasady mierniczej zależnie od wymaganej dokładności i obszaru mierniczego. Wybór przekładni wskazania. Rozmieszczenie elementów. Zabezpieczenie przed tarciami i luzami. Sprężystość. Drgania. Zabezpieczenie przed czynnikami zakłócającymi. Projektowanie z punktu widzenia trwałości narzędzi mierniczych i zachowania dokładności. Łatwość obserwacji.

6. Typowe elementy konstrukcyjne narzędzi mierniczych.

Osie. Łożyska. Przekładnie zębate i inne. Części wskazujące: skale, wskazówki, liczydła i t. d. Specjalne materiały odznaczające się stałością określonych cech.

7. Sprawdzanie narzędzi mierniczych.

Metody sprawdzania narzędzi mierniczych w porównaniu z metodami pomiarów użytkowych. Ustalanie tablic, poprawek lub współczynników. Badanie rozbieżności wskazań. Wykreślanie linii błędów. Ilość punktów sprawdzenia. Sprawdzanie narzędzi normalnych. Nawiązywanie do prototypów.

8. Narzędzia miernicze i pomiary z punktu widzenia prawa o miarach. Główne postanowienia Dekretu o miarach. Ustrój Administracji Miar. Narzędzia miernicze podlegające obowiązkowi sprawdzenia. Dopuszczalne błędy. Szczególne zagadnienia dotyczące narzedzi mierniczych w obrocie publicznym. Związek z instytucjami międzynarodowymi.

9. Dane historyczne.

Zagadnienia młynarstwa krajowego

Inż. S. EMMŁ

Zakres i dotychczasowe warunki pracy młynarstwa krajowego. Charakterystyka polskich zbóż. Wytyczne organizacji ruchu zboża i potrzebnej struktury młynarstwa. Technologia przemiału i urządzenia techniczne młynów. Klasyfikacja gatunków mąki i metody badań. Kalkulacja techniczna i handlowa przemiału. Wnioski.

Na tle obecnego życia gospodarczego kraju przemysł młynarski stał się obiektem zainteresowania zarówno techników, jak i ekonomistów. Oparty o surowce krajowe, przerabia przeważnie pszenicę i żyto. Zbiory tych zbóż wyniosły w 1938 roku: pszenicy — 2,17 mil. ton, żyta — 7 25 mil. t., w tym 44% pszenicy produkowały południowo-wschodnie województwa. Właściwości gleby, warunki klimatyczne, niski poziom kultury rolnej sprawiły, iż w kraju produkowano mało pszenicy. W niektórych latach pszenicę importowano.

Wszystko to spowodowało, iż młyny krajowe nastawione były przeważnie na przemiał żyta, instalując tylko dodatkowe agregaty maszynowe do przemiału pszenicy. Ważnym dla młynarstwa momentem jest ustalony standart zboża rynkowego. Stopień zanieczyszczenia zboża, wilgotność i waga ziarna w jednym litrze, stanowiące miernik standartu, wahały się znacznie w rozmaitych okręgach produkcji zbożowej. Miarodajnymi pozostawały okręgi aktywne, posiadające nadwyżkę produkcji zbożowej, przechodzące od północnego-zachodu na południowy-wschód naszego kraju, przez województwa: Poznańskie, Pomorskie, Łódzkie, Warszawskie i Lubelskie. Normalna waga zboża w tych okręgach stała na poziomie: dla pszenicy — 750 gramów w litrze, dla żyta — 700 gramów w litrze. Należy podkreślić właściwości ziarna zbóż krajowych, uzależnione w głównej mierze od wpływów klimatycznych. Niedostateczne usłonecznienie, brak ciepła w okresie dojrzewania ziarna wpływa ujemnie na formowanie się glutenu w ziarnie. Struktura ziarna stała się mączysta, a nie szklista, jak to ma miejsce w zbożach południowych. Stąd trudności otrzymania mąki o dobrym wypieku.

Przy obecnym stanie ludności kraju można przyjąć ilość mieszkańców miast i ośrodków przemysłowych na około 8 milionów. Stąd roczne zapotrzebowanie pszenicy i żyta dla tych konsumentów wyniesie około 1,5 miliona ton. Ta ilość zboża winna przejść przez młyny w ciągu roku regularnie, aby nie wywoływać wahań cen rynkowych.

Regulatorem tego ruchu zboża konsumpcyjnego mogą być elewatory zbożowe, których brak odczuwa się w kraju.

Przechodząc do maszynowego wyposażenia młynów, należy wyłączyć młyny lokalne: wiatraki, małe młyny, poruszane wodą lub za pomocą silni-

ków spalinowych, obsługujące przeważnie pobliskie wsie. Młyny większe, o wydajności powyżej 20 ton na dobę, wyposażone w współczesne urządzenia maszynowe, posiadające własne bocznice kolejowe, mogą być jedynie brane w rachubę przy planowym ujęciu ruchu zboża ze wsi do miast. Z powodu braku w większości gospodarstw rolnych maszyn do czyszczenia zboża, młyn musi przed mieleniem zboże rynkowe starannie oczyścić, a wyposażenie młyna w czyszczarnie stanowi o solidności danego przedsiębiorstwa.

Przyjmowane do młyna zboże przechodzi najpierw przez maszyny wstępnego czyszczenia i wagę automatyczną zanim zostanie złożone do silosów młyna. Tak zw. s e p a r a t o r w s t ę p n e g o c z y s z c z e n i a za pomocą wentylatora i sit wydziela ze zboża: kurz, piasek, grudki ziemi, słomę, plewy, grubsze ziarna chwastów. W wypadku zagrzania się wilgotnego zboża w silosach zboże przepuszcza się przez tenże separator w celu przewietrzenia.

Niektóre młyny posiadają suszarnie do zboża. Należy odróżnić 2 rodzaje suszenia ziarna w młynie: 1) suszenie rdzenia ziarna, 2) suszenie powierzchniowe. Pierwsze stosuje się w celu powiększenia wydajności młyna, drugie dla osuszenia mytego ziarna. To ostatnie przeważnie przy przemiale pszenicy na wyższe gatunki mąki.

Zboże z silosów przed mieleniem podaje się jeszcze raz na ścisłe czyszczenie, gdzie kolejno przechodzi przez następujące maszyny:

1) S e p a r a t o r ś c i s ł e g o c z y s z c z e n i a, który bardziej dokładnie usuwa tego rodzaju zanieczyszczenia, co i separator wstępnego czyszczenia.

2) M a g n e s, wydziela ze zboża gwoździe, kawałki drutu żelaznego i wogóle części żelazne, które przypadkowo trafiły do zboża, a mogły by uszkodzić maszyny młyńskie.

3) T r i j e r y wybierają ze zboża kąkol, groszek, bite ziarna zboża.

4) D w i e m a s z y n y s z m e r g l o w e kolejno obłuskują zewnętrzny naskórek ziarna, odbijają bródkę i zarodek, zawierający części oleiste które psują smak mąki przy dłuższym jej przechowaniu.

5) M a s z y n a s z c z o t k o w a do oczyszczania ziarna od cząstek pokruszonej łuski.

Na tym kończy się czyszczenie pszenicy. Dla żyta dochodzi jeszcze:

6) G n i o t o w n i k, w którym między 2-ma gładkimi walcami zgniata się ziarno, aby z bruzdki wykruszyć zaschłą tam glinę.

7) C y l i n d e r p o g n i o t k o w y, obciągnięty sitami, dla oddzielenia z pogniecionego ziarna drobnych zanieczyszczeń.

Oczyszczone ziarno kierowane jest do zbiorników, a następnie do mielenia. Pierwotny, a i dotychczas stosowany, przemiał zboża na mąkę razową polega na jednorazowym rozdrabnianiu ziarna na mąkę wraz z łuską. Używane są do tego przeważnie złożenia kamieni młyńskich, rzadko walce.

Górny kamień ruchomy ustawia się jak najniżej, najbliżej do dolnego kamieina nieruchomego. Stąd przemiał „niski", stanowiący wyciąg ok. 95% mąki razowej ze 100 kg. zboża, licząc 3% na zanieczyszczenie zboża i 2% na rozkurz przy przemiale. Ustawiając górny kamień wyżej, w stosunku do dolnego, otrzymujemy produkt przemiału w składzie rozłupanych ziarn i drobnych części rdzenia, pozbawionych łuski. Po odsiewaniu tego produktu na sitach otrzymuje się mąkę jaśniejszą, jako rezultat „w y s o k i e g o" przemiału.

Spółczesna metoda przemiału zboża polega na oddzielaniu wartościowej wewnętrznej treści ziarna od małowartościowej zewnętrznej powłoki. Już w czyszczarni maszyny szmerglowe oddzielają części łuski zewnętrznej. Idealną strukturą ziarna była by taka, aby przy suchej i kruchej masie rdzennej powłoka zewnętrzna była elastyczna. Wtenczas przy nacisku na cząstki połamanego ziarna można wykruszyć masę rdzeniową, nie uszkadzając miękkiego naskórka.

Zadaniem wysokiego przemiału na walcach będzie wyciągnięcie z ziarna maximum treści, najbardziej wartościowej dla ludzkiego organizmu. Osiąga się to przez stopniowe wykruszanie treści rdzeniowej, nie uszkadzając cząstek naskórka.

Niektóre młyny suszą ziarno, aby otrzymać kruchą masę wewnętrzną, ale przed mieleniem zwilżają go dla nadania naskórkowi elastyczności.

Stopniowy przemiał, w spółczesnych młynach automatycznych, odbywa się kolejno na oddzielnych złożeniach walców, a produkt przemiału sortuje się na przynależnych do tych walców sitach. Komplet złożenia walców wraz z sitami stanowi tzw. pasaż, który posiada ściśle ustalone: długość walców, ilość ryfli na obwodzie walca, profil ryfli, nachylenie ryfli do osi walca, stosunek ilości obrotów jednego walca do drugiego, powierzchnię i numerację sit.

Sortowanie mlewa odbywa się na pytlach cylindrycznych, obciągniętych sitami, lub na pytlach płaskich, wykonywujących ruch skrążający w płaszczyźnie poziomej. Ten ostatni sposób sortowania mlewa ma tą zaletę, że następuje tu podział mlewa nie tylko podług wielkości cząstek, ale też według ciężaru gatunkowego. Cięższe, pozbawione łuski, części mlewa posuwają się dołem i przechodzą przez sito, gdy lżejsze z łuską idą górą i schodzą z sita.

Do sortowania mlewą używane są sita, wykonywane z drutu mosiężnego i z jedwabiu naturalnego. Numeracja sit oznacza ilość nitek na jednostce długości. W młynach walcowych z pytlami płaskimi musi być stosowane silne przewietrzanie przy pomocy wentylatorów, połączonych z filtrami. Przy przemiale bowiem ziarna rozwija się znaczna ilość ciepła, które nagrzewa mlewo i powoduje zaklejanie ryfli walców oraz sita.

Należy tu wspomnieć o transporcie wewnętrznym mlewa, zarówno w kierunku pionowym, jak i poziomym, z jednej maszyny na drugą. Pionowy transport wykonują elewatory kubełkowe i rury opadowe, poziomy-ślimacznice. W młynach automatycznych, zwłaszcza pszennych, posiadających kilkanaście pasaży, ogólna długość tylko pionowego przebiegu mlewa wynosi ponad pół kilometra, nie licząc transportu poziomego mlewa w maszy-

nach. To też przy montażu młyna na transport wewnętrzny mlewa winna być zwrócona szczególna uwaga.

Przechodząc z kolei do gatunków mąki rynkowej, należy zaznaczyć, iż przed wojną pod tym względem nie było jednolitych standartów mąki w kraju. Ośrodki miejskie poszukiwały mąkę wyższego przemiału, gdy wieś zadawalniała się niskim. Na rynku warszawskim mąka pszenna była w 3-ch gatunkach. Ze 100 kG pszenicy wyciągano: 30% mąki pierwszego gatunku, 30% — drugiego, 10% — trzeciego i 25% otrąb, reszta — zanieczyszczenie zboża i rozkurz. Żytnia mąka była 3-ch gatunków: ze 100 kG żyta wyciągano: 50% mąki jasnej, 15% mąki tzw. „sitkowej" i 30% otrąb; reszta zanieczyszczenie zboża i rozkurz; lub ze 100 kg. żyta wyciągano: 70% mąki tzw. standartowej, 25% otrąb, reszta zanieczyszczenie zboża i rozkurz. Mąki razowej młyny walcowe nie przemielały. Do miast mąka pszenna i żytnia razowa sprowadzana była z małych młynów wiejskich. Wygląd pieczywa z tej mąki zdradzał złe oczyszczenie zboża przed mieleniem. W pieczywie razowym — pszennym i żytnim — można było znaleźć ości e ostrych ziarn chwastów, kaleczące przewody pokarmowe, lub cząstki trującego kąkolu.

Badanie gatunku mąki może być laboratoryjne — przez określenie zawartości popiołu, powstającego ze spalonego naskórka ziarna. Tak: mąka 70%-wa zawiera około 0,7% popiołu, mąka 95%-wa około 2,0% popiołu. Inny sposób badania mąki (metoda *Pekara)* — polega na porównaniu badanej mąki ze wzorcową z wyglądu, koloru, przy czym obie próbki porównywane są zwilżane; wówczas występują wyraźniej wszelkie zanieczyszczenia mąki. Mąkę wzorcową można otrzymać tylko we współczesnym młynie automatycznym, gdzie przemiał idzie nieprzerwanie w jednym kierunku, ze zboża o jednakowej ustalonej wadze ziarna w 1 lit.

Młyny automatyczne opłacają się przy wydajności nie mniejszej, niż 20 ton przemielonego zboża na dobę. Dla młyna automatycznego, przemielającego żyto na mąkę 50%-wą, potrzeba do 10 pasaży, licząc około 350 mm długości walców na 1 tonę wydajności na dobę. Dla małego młyna instalacja 10 par walców jest ponad siły.

Zawartość wilgoci w ziarnie wpływa na wydajność młyna. Zwiększanie wilgotności o 4% zmniejsza wydajność młyna o 30%.

Dla utrzymania wydajności młyna na jednym poziomie przy zwiększonej wilgotności zboża konieczna jest możliwość znacznego przeciążenia. Tym wymaganiom najbardziej odpowiada silnik parowy. To też większe młyny handlowe o wydajności 20—80 ton przemiału na dobę posiadają zwykle silniki parowe o mocy 100—300 KM, przeważnie lokomobile stałe, na parę przegrzaną, compound, z kondensacją. Wielkie młyny mają stałe maszyny parowe. Przy silnikach parowych ułatwiona jest instalacja suszarni do zboża. Para międzystopniowa o ciśnieniu około 3 atm., pobierana z przelotni silnika parowego compound, zasila kaloryfer do ogrzania powietrza suszarni.

Wybór odpowiedniego silnika często decyduje o rentowności młyna.

Moc silników do młynów automatycznych oblicza się, przyjmując wydajność około 10 kG na KM i godz. przemielonego zboża. Z ogólnej mocy silnika przypada: na czyszczarnie — 25%, na walce — 45%, na sita płaskie — 20%, na elewatory, ślimacznice — 10%. Przy luźnym biegu młyna — zapotrzebowanie mocy stanowi około 50% mocy przy całkowitym obciążeniu.

Koszt budowy żytniego młyna automatycznego przed wojną wynosił około 25.000 zł na 1 tonę przemiału na dobę; w tym budynek stanowił około 30%, maszyny czyszczarni i młyna około 30%, elewatory, ślimacznice, transmisje około 25%, silnik około 15%. Kapitał obrotowy młyna tkwi głównie w surowcu, gdyż koszt przemiału nie przekraczał przed wojną 15% wartości gotowego produktu przemiału.

Większe młyny o przemiale powyżej 30 ton na dobę, położone w aktywnych okręgach produkcji zbożowej, wyposażone w silosy do zboża i magazyny dla mąki, posiadające własne bocznice kolejowe, mogą służyć jako bazy aprowizacyjne dla miast i okręgów przemysłowych. Przed wojną na terenach 5 województw, posiadających nadwyżki produkcji zbożowej, było około 90.000 ton twardego zboża, o przemiale około 1400 ton na dobę na mąkę wysokiego gatunku.

Rolę większych młynów w akcji aprowizacyjnej miast i ośrodków przemysłowych da się ująć w następujący sposób:

1) Zmechanizowane spichrze przy młynach mogą służyć jako zbiorniki zboża konsumpcyjnego.

2) Kontrola przemiału ułatwia się przy niewielkiej ilości większych obiektów.

3) Magazyny przy młynach ułatwiają fachowe magazynowanie mąki.

4) Bocznice kolejowe przy młynach, łącząc je w jedną całość, usprawniają rozdział i doprowadzenie produktów przemiału do ośrodków konsumcji.

KOMUNIKAT SIMP.

W dniu 5 stycznia 1948 siedziba SIMP została przeniesiona do „D o m u T e c h n i k a".

Wszelką korespondencję należy obecnie kierować pod adresem: *Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, Warszawa, ul. Czackiego 3/5 (Dom Technika),* z wyjątkiem korespondencji w sprawach wydawniczych którą należy kierować bezpośrednio pod adresem *Instytutu Wydawniczego SIMP, Warszawa 32, ul. Mickiewicza 18.*

DZIAŁ ODLEWNICZY

Stopy cynku typu „Zamak" w gospodarce planowej

T. MOJMIR

I. Wstęp.

Stopami cynku w ścisłym tego słowa znaczeniu nazywamy stopy o zawartości powyżej 50% Zn. W ostatnim stuleciu tego rodzaju stopy znalazły zastosowanie w odlewach artystycznych. Zmiana upodobań doprowadziła do zupełnego usunięcia ich z rynku tak, że znalazły zastosowanie tylko w nowej dziedzinie t. zw. odlewów wtryskowych mimo, że i tu wykazywały duże wady. Dopiero pierwsza wojna światowa zmusiła Niemców do intensywnych badań nad uszlachetnieniem cynku i jego stopów wobec braku miedzi. Stopy cynku znalazły zastosowanie w przemyśle w formie odlewów pod ciśnieniem, stopów łożyskowych i materiałów walcowanych. Koniec pierwszej wojny światowej był równocześnie upadkiem rozwoju zastosowania stopów cynku, wykazały one bowiem tak wiele wad, że w okresie międzywojennym w znacznej mierze znikły z rynku. Doświadczenie ze stopami cynku, zrobione w czasie pierwszej wojny światowej wywarły szkodliwy wpływ na opinię o nich, co wpłynęło hamująco na prace badawcze w tej dziedzinie. Niemcy ograniczyli swoje badanie jedynie do czystego cynku, sprawa zaś stopów cynku po przykrych doświadczeniach wojennych, utknęła na martwym punkcie.

W przeciwieństwie do Niemców, Amerykanie przystąpili do badania stopów Zn, ograniczając się prawie wyłącznie do stopów używanych na odlewy wtryskowe.

W oparciu o zdobyte wiadomości o szkodliwości pewnych zanieczyszczeń, o warunkach krzepnięcia i o wpływie różnych dodatków, udało się stworzyć nowe stopy, a stare ulepszyć. Zdobycze naukowe U.S.A. posłużyły Niemcom do dalszych badań, do których bodźcem była chęć oparcia się o surowce krajowe i uniezależnienie się od rynków zagranicznych.

To, że stopy cynku tak zawiodły podczas pierwszej wojny światowej należy przypisać niedostatecznym wiadomościom w tej dziedzinie. Badania wykazały, że podstawą niepowodzeń niemieckich była sprawa znacznych zanieczyszczeń surowca wyjściowego tj. cynku. Zwrotnym momentem w dziedzinie zastosowania stopów cynku było opracowanie przez *New Jersey Zinc Co*, metody frakcjonowanej destylacji, zbliżonej do destylacji rektyfikacyjnej przy pomocy której amerykanie uzyskali czystość cynku 99,99%. Dopiero stopy oparte o surowiec, w którym zanieczyszczenia szkodliwe nie przekraczają 0.005% wykazały pełną swoją użyteczność, a w wielu wypadkach równowartościowość ze stopami miedzi.

Druga wojna światowa, podobnie jak i pierwsza, stała się okresem silnego rozwoju stosowania cynku, które zyskały sobie zupełnie niesłusznie ciemną opinię, zwłaszcza na obszarach okupowanych przez Niemców. Nienawiść do okupanta i wszystkiego co niemieckie, łącznie z brakiem wiadomości z dziedziny stopów cynku wytworzyły atmosferę negacji, która przeniosła się nawet na teren obiektywizmu. Trzeba bowiem odróżnić dwie rzeczy: namiastkowość jakiegoś stopu i jego pełnowartościowe zastępstwo. Ze stopami cynku jest ta zasadnicza trudność, że w okresie wojny były one stosowane zarówno jako materiał namiastkowy (nierównowartościowy) oraz jako pełnowartościowy materiał zastępczy. Ogół naszego społeczeństwa łącznie ze sferami technicznymi zetknął się z zastosowaniem stopów cynku raczej w formie wojennej namiastki, t. zw. *Ersatzu*.

Obecna sytuacja na rynku metalowym zmusza nas do rewizji naszych poglądów i emocjonalno-subiektywnych ocen.

II. Polityka surowcowa.

Najpoważniejszym artykułem naszego eksportu przedwojennego poza węglem i produktami hutnictwa był cynk. W produkcji cynku zajmowaliśmy w 1938 r. piąte miejsce na świecie po Ameryce, Belgji, Niemczech i Kanadzie. Procentowy udział poszczególnych państw w światowej produkcji hutniczej cynku w roku 1938 przedstawiał się następująco:

U. S. A. 25,9%, Belgia 13,4%, Niemcy 12,4%, Kanada 10%, Polska 7,1%.

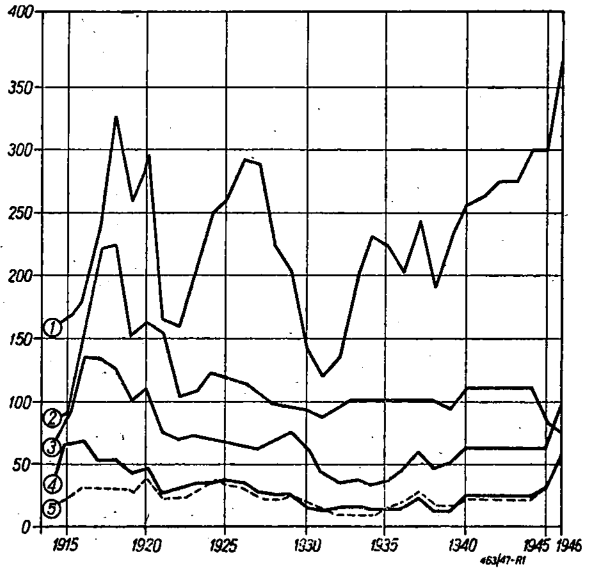
Nieco gorzej przedstawiał się nasz udział przedwojenny w światowym wydobyciu rudy, a mianowicie w roku 1938:

U. S. A.	25,1%
Australia	12,1%
Niemcy	12,0%
Kanada	9.4%
Meksyk	9,4%
Włochy	4,7%
Rosja	3 8%
Polska	3,8%

Potencjonalnie przyłączenie ziem zachodnich daje nam duże możliwości surowcowe. W okolicach Bytomia otrzymaliśmy kopalnie rudy: *„Nowy Orzeł Biały"* i *„Nowa Helena"*, które w znacznym stopniu uniezależniają nas od importu z zagranicy. Rabunkowa gospodarka niemiecka przez brak prac przygotowawczych, materiałów ruchu itd. stała się jedną z najpoważniejszych przyczyn spadku naszej produkcji w porównaniu z okresem przedwojennym. Trudności wydobycia powiększa jeszcze fakt, że większość kopalń na Śląsku Opolskim została zupełnie zdemolowana. Zakłady przetwórcze metali nieżelaznych przejęte na Dolnym Śląsku zostały zdewastowane działaniami wojennymi i narazie są w odbudowie.

Sytuacja na rynku światowym metali nieżelaznych jest wyraźnie niepokojąca.

Wykres notowań średnich rocznych cen metali nieżelaznych w Londynie (rys. 1), podający ceny od roku 1914 — 1946 ilustruje ich zmiany. Przy tak nie ustabilizowanych cenach na metale nieżelazne, zwłaszcza te, których nam brak, gospodarka planowa jest w sytuacji wybitnie kłopotliwej.



Rys. 1. Średnie ceny roczne metali wg Londynu w £/t
1. Cyna. 2. Aluminium. 3. Miedź elektrolityczna. 4. Cynk. 5. Ołów.

W Anglii w listopadzie ub. r. cena miedzi wynosiła Ł 84. zaś w styczniu 1947 r. osiągnęła ona Ł 117, co daje 45% zwyżki w okresie niespełna trzech miesięcy. Według notowań giełdy londyńskiej z października r. b. płacono za tonę miedzi Ł 131.7.8, co daje wzrost o 56% w stosunku do cen z listopada 1946 r. Jak twierdzą zainteresowane koła fachowców przemysłu brytyjskiego, tego rodzaju zwyżka cen metali i brak stabilizacji cen zagraża długoterminowemu planowaniu w poszczególnych rodzajach produkcji i zmusza do szukania środków zaradczych. O stabilizacji cen na rynku krajowym trudno mówić. jeżeli jest on uzależniony od rynku zagranicznego, którego ceny tak znacznie zmieniają się. Procentowy wzrost cen pomiędzy rokiem 1939 a 1947 ilustruje rys. 2.

Przy tej samej sumie preliminowanej na zakup metali nieżelaznych co w roku 1939, kupujemy w roku 1947:

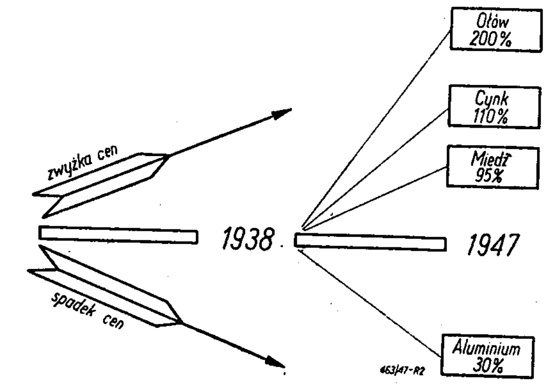
miedzi	mniej	o 49%
cynku	mniej	o 53%
ołowiu	mniej	o 67%
cyny	mniej	o 47%
aluminium	więcej	o 43%

Analizując oba te wykresy, dochodzimy do ustalenia wytycznych naszej polityki surowcowej, a mianowicie:

1) sprowadzać surowiec, który wymaga najmniej dewiz, tj. aluminium,

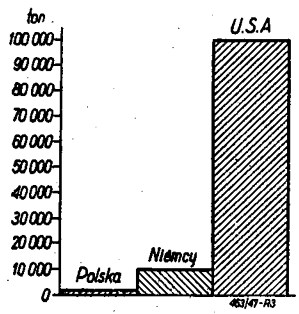
2) rozwijać produkcję stopów cynku i ich przeróbkę, w oparciu się o surowiec krajowy.

Planowa gospodarka nie może mieć wpływu na kształtowanie się cen na rynku zagranicznym w stosunku do surowców importowych, natomiast może mieć wpływ decydujący na rynku krajowym przez umiejętną gospodarkę surowcową opierając się na najnowszych zdobyczach techniki. Rozwój stopów cynku typu *Zamak* w ostatnim dwudziestoleciu jest zjawiskiem zastanawiającym, którego nie można pominąć. Osiągnięcia w tej dziedzinie ilustruje nam najlepiej wykres rys. 3, dając wyraźny obraz niedoceniania tej dziedziny w Polsce.



Rys. 2. Procentowy wzrost cen metali między 1939 a 1947 rokiem.

W produkcji cynku w r. 1938 byliśmy na piątym miejscu tj. stosunek produkcji naszej w stosunku do produkcji USA wyrażał się 7,5 : 25,9 = = 1 : 3,7, jeżeli zaś weźmiemy stosunek zużycia w kraju stopów typu *Zamak* w roku 1938 to otrzymamy stosunek 1:1000. Nawet gdybyśmy uwzględnili stopień uprzemysłowienia nasz i U. S. A. to stosunek wyrażający się jak 1 do 1000, jest niepokojący a nawet alarmujący. Widać z tego, że

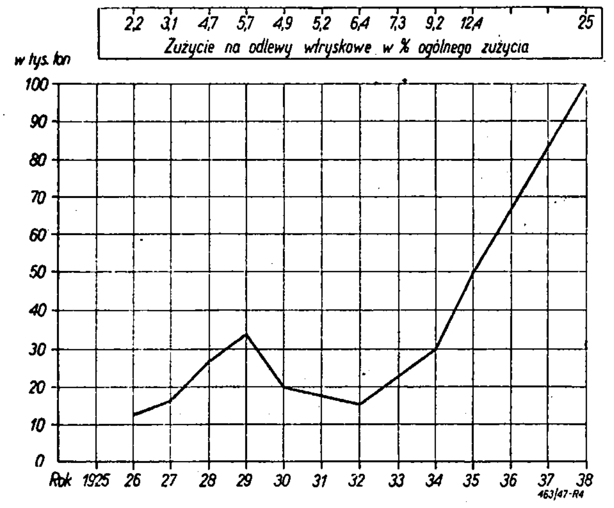


Rys. 3. Zużycie stopów typu „Zamak" w 1938 r. Polska 100 ton, Niemcy 10.000 ton, USA 100.000 ton.

w okresie przedwojennej gospodarki w dziedzinie stopów cynku nie zrobiliśmy nic, a sprawą upowszechnienia ich w przemyśle przetwórczym stała niemal na poziomie zerowym. To, co w tym czasie na tym polu zrobiła zagranica, a specjalnie U.S.A. ilustruje wykres na rys. 4, podający stały wzrost zużycia stopów cynku typu *Zamak* na odlewy pod ciśnieniem.

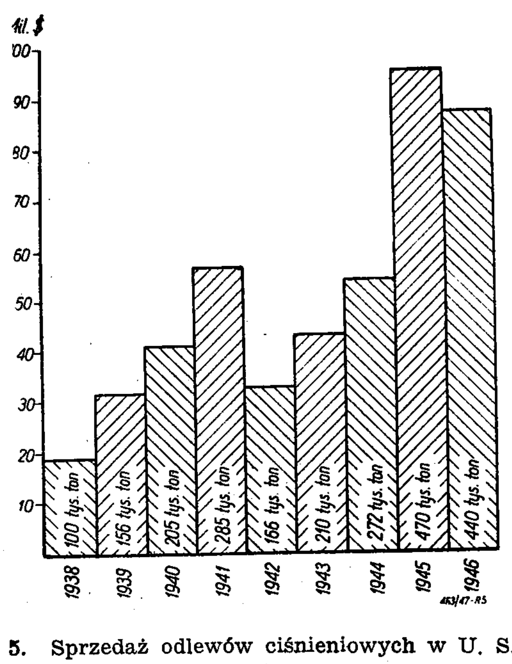
Stały wzrost zużycia cynku na odlewy wtryskowe, począwszy od roku 1932, osiąga w roku 1938 — 25% ogólnego spożycia cynku. Światowe zapotrzebowanie cynku w roku 1938 podzielone na różne gałęzie przemysłu wyglądało jak następuje:

ocynkowanie	43,0%
mosiądze	25,0%
odlewy pod ciśnien.	14,2%
cynk walcowany	9 8%
biel cynkowa i inne	8,0%



Rys. 4. Rozwój zużycia cynku na odlewy pod ciśnieniem w U. S. A. w latach 1925 ÷ 39.

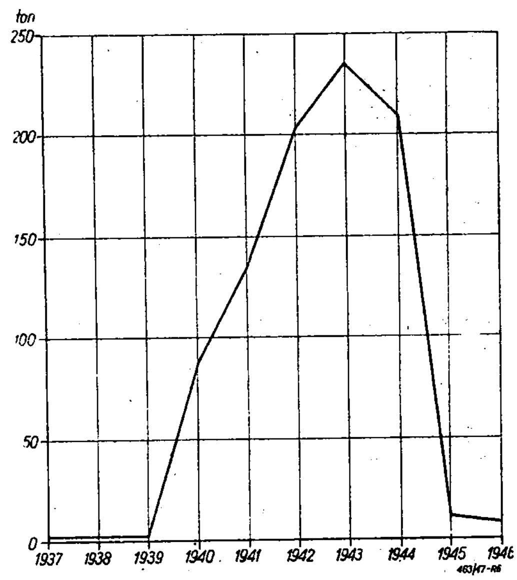
W okresie wojennym podział powyższy przesunął się w kierunku zwiększonego zastosowania stopów cynku w produkcji odlewów pod ciśnieniem ze szkodą dla innych działów. Najlepiej sytuację tą ilustruje wykres sprzedaży odlewów wtryskowych ze stopów cynku wg. *Modern Metals* 1947 r. (rys. 5).



Rys. 5. Sprzedaż odlewów ciśnieniowych w U. S. A. Al — 32%, Zn — 65% — pozostałe 3%

Wykres ten zaprzecza zdecydowanie ogólnemu u nas mniemaniu, że stopy cynku są stopami wojennymi i przeżywają okres najlepszej koniunktury w czasie wojny. Czynniki miarodajne oceniają sprzedaż odlewów wtryskowych ze stopów cynku w roku 1947 na 110 milionów dolarów, tj. o 100% więcej niż w roku 1944, a o 600% więcej niż w roku 1938. Sześciokrotne zwiększenie sprzedaży tych odlewów w ostatnich 9 latach daje nam równocześnie miarę niebywałego rozwoju tej gałęzi przemysłu w Ameryce gdzie sam przemysł automobilowy zużywa 40% produkcji.

Ciekawy jest również procentowy udział stopów cynku i aluminium w całkowitej sprzedaży wszystkich odlewów pod ciśnieniem. Według ostatnich danych *„Modern Metals"* jeżeli oznaczymy całkowitą sprzedaż odlewów tego rodzaju jako 100%, to procentowy udział cynkowych odlewów wyniesie 65%, a aluminiowych 32%. Na inne metale pozostaje 3%. Wszystkie powyższe cyfry i wykresy przemawiają same za siebie i powinny każdego sceptyka przekonać, przerwać wszelkie dyskusje na temat celowości zastosowania stopów



Rys. 6. Zużycie stopów cynku w Fabryce Armatur w Łagiewnikach.

cynku w odlewnictwie i rozwiać wątpliwości czy stopy te są tylko chimerą wojenną z powodu niedoborów surowcowych, czy też należy je zaliczyć do stopów pełnowartościowych. Sprawa otrzymania stopu o pełnych wartościach jest uzależniona od umiejętności jego wytwarzania i granic zastosowania. To, że w U. S. A. stopy cynku zdobyły prawo obywatelstwa należy przypisać nietylko ulepszeniu ich własności technologicznych, ale i metodom przeróbki. Dzięki zastosowaniu odlewów pod ciśnieniem koszta dodatkowej obróbki spadły do minimum, co przy masowym charakterze tej produkcji odgrywa zasadniczą rolę.

Sprowadzenie z zagranicy drogich surowców, a zwłaszcza miedzi, za które musimy płacić w obcych walutach, jest sprzeczne z ogólną polityką dewizową i surowcową. Tam gdzie jest to możliwe i warunki pozwalają, stopy cynku muszą za-

stąpić stopy miedzi, każdy bowiem kilogram miedzi zastąpiony przez stop cynku oszczędza nam przede wszystkim waluty zagraniczne, których w nadmiarze nie posiadamy.

Jak wygląda nasz bilans strat w handlu zagranicznym metalami nieżelaznymi? Bilans ten wykazuje straty, które możemy podzielić na dwa rodzaje:

1) strata dewiz na import kosztownego surowca jakim jest miedź, zamiast używania stopów krajowych typu *Zamak*.

2) straty wynikające z eksportu surowców (takich jak cynk) zamiast gotowych wyrobów.

Przybliżone przeliczenie strat przedstawia się następująco:

ad 1) stratę dewiz możemy łatwo obliczyć, jeżeli przyjmiemy, że średni stosunek cen cynku do cen miedzi na przestrzeni 32 lat wynosi ok. 0,4. Jeżeli otrzymujemy za 1 t. cynku 260 $, to za 1 t miedzi płacimy 260:0,4 tj. ok. 650. $. Różnica pomiędzy ceną importowa miedzi a eksportową cynku, jest naszą stratą: (650 — 260) × 0,64 = 350 × × 0 64 = ok. 250 $ za 1 t.

Współczynnik 0,64 jest średnim udziałem miedzi w stopach typu mosiądzu.

ad 2) stratę na eksporcie surowca, zamiast gotowego wyrobu, obliczyć można na podstawie analizy cen własnych. Cena gotowego wyrobu składa się z kosztów robocizny, materiałów i kosztów ogólnych. Procentowy stosunek kosztów materiału w stosunku do sumy kosztów robocizny i kosztów ogólnych waha się w produkcji przemysłu metalowego w granicach ca 25%. Jeżeli 1 t surowca kosztuje 260 $, to gotowy produkt kosztowałby cztery razy więcej, tj. ca 1040 $ za 1 t, czyli strata nasza będzie wynosiła 1040 — 260 = 780 $ na 1 tonnę.

Sytuację naszą w dziedzinie zużycia stopów cynku w okresie przedwojennym, w czasie wojny i obecnie ilustruje wykres zużycia tych stopów w jednej z fabryk Zjednoczenia Odlewniczego Krakowskiego (*Fabryka Armatur w Łagiewnikach*) (rys. 6).

Okres wojny, jak jasno widać z wykresu, był okresem szerokiego zastosowania *Zamaku*, który skończył się równocześnie z okupacją niemiecką.

Sprawa wprowadzenia stopów cynku na terenie naszego kraju została powierzona przez Min. Przemysłu Ob. H. Minca *„Komisji dla stopów cynku"*, której zadaniem będzie:

1) opracowanie zagadnienia wykorzystania stopów cynku,

2) opracowanie norm dla stopów cynku,

3) opracowanie projektu zarządzeń, w sprawie przymusu stosowania stopów cynku.

Komisja ta napewno uczyni wszystko, aby wyjaśnić znaczenie stopów cynku dla gospodarki narodowej i niedopuści do niecelowego zastosowania metali dewizowych w tych wszystkich wypadkach, kiedy z korzyścią mogą być użyte surowce krajowego pochodzenia.

ŹRÓDŁA.

1. *Dornauf J. Z.* Metallkunde 29. 53/60/1937.
2. Rocznik Przemysłu Odrodzonej Polski 1946/47.
3. Cours Moyens annules des métaux à Londres (Minement-Paris).
4. Zinc alloy die castings. The New Jersey Zinc. Co.
5. *A. Burkhardt.* Technologie der Zinklegierungen (1940 r.).
6. Zinktaschenbuch, Zinkberatungsstelle GmbH 1941.
7. Modern Metals 1947 July Nr 6.

Urządzenia do zasilania żeliwiaków powietrzem

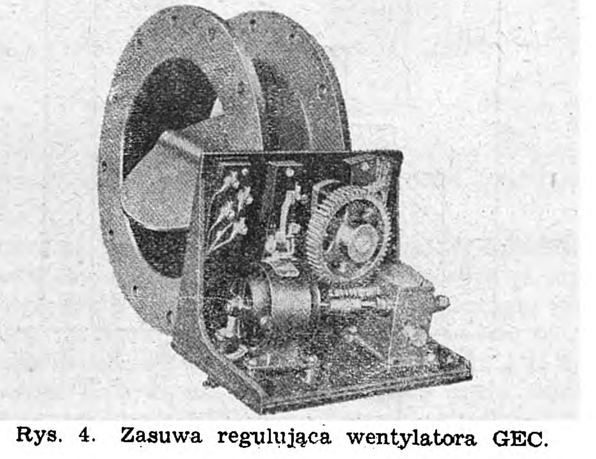
Inż. K. GIERDZIEJEWSKI

(dokończenie)

Regulowanie mocy silnika w wentylatorach *GEC* w celu zachowania jej stałości odbywa się w sposób następujący: Na przewodzie powietrznym umieszczamy przechylną zasuwę (rys. 4) poruszaną malutkim silnikiem rewersyjnym o mocy 1/16 KM. Prąd z sieci doprowadza się do odpowiedniego przekaźnika, od którego płynie on zarówno do głównego silnika napędzającego wirnik wentylatora, jak i do małego silnika pomocniczego uruchamiającego zasuwę.

Jeśli silnik pobiera przewidzianą ilość prądu, tj. jeśli w sieci głównego silnika natężenie prądu jest stałe i równe zadanej zgóry wielkości, prąd nie dopływa do obwodu, w który jest włączony silniczek pomocniczy.

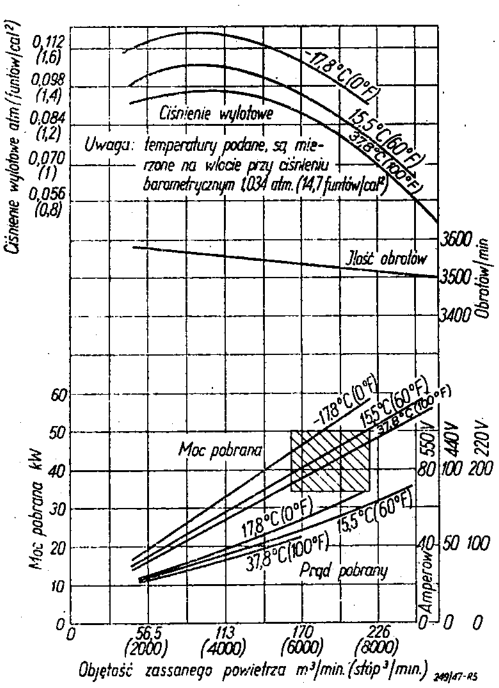
Jeśli natomiast, wskutek zmienionej gęstości powietrza, zmienia się moc pobierana przez silnik główny, przekaźnik włącza prąd w obwód silnika pomocniczego, który zaczyna obracać przechylną zasuwę; wskutek tego zmienia się objętościowy dopływ powietrza, a jednocześnie i moc pobierana głównym silnikiem z sieci; jak tylko w sieci natężenie prądu powróci do stanu pierwotnego, przekaźnik samoczynnie wyłącza prąd z obwodu silniczka pomocniczego. Ponieważ jest on silnikiem rewersyjnym z łatwością może być tak uregulowany, aby obracał zasuwę w odpowiednim kierunku,



Rys. 4. Zasuwa regulująca wentylatora GEC.

zmieniając objętościową ilość dmuchu podawanego przez wentylator. Przy stałej gęstości powietrza to samo urządzenie pozwala regulować stałość objętości dmuchu przy zmianach oporu w układzie rurociąg — żeliwiak — komin, zapewniając tym samym stałą wagową podaż dmuchu do żeliwiaka.

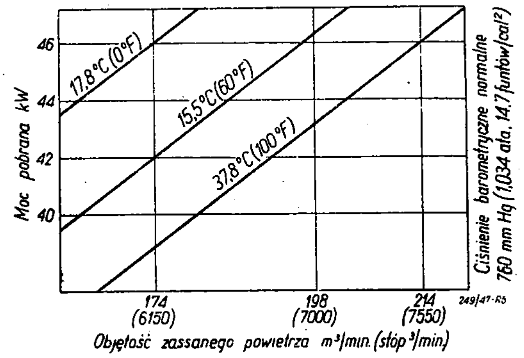
Wentylatory *GEC* wraz ze sposobem regulacji, zapewniającym stałą wagę dmuchu przy zmiennych warunkach atmosferycznych i zmiennych oporach żeliwiaka, zadość czynią wszystkim warunkom jakie ustaliliśmy dla wentylatorów przy żeliwiakach. Zachowując wszystkie dodatnie cechy wentylatorów odśrodkowych, mogą one być uważane obecnie za najwłaściwsze dla warunków pracy żeliwiaka i tym się tłumaczy, że pomimo krótkiego czasu od ich wprowadzenia (ok. 1932) do użytku, spotkać je można w amerykańskich odlewniach częściej, aniżeli wentylatory innych konstrukcji.



Rys. 5. Charakterystyka wentylatora GEC typ FS 357.

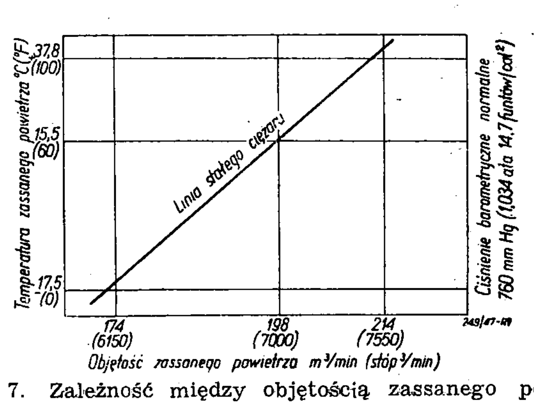
Wynalazek *GEC* eksploatuje firma *Ingersoll-Rand* (11 Broadway, New-York, N. Y. USA), która ostatnio opublikowała szereg danych opartych na kilkunastoletnim doświadczeniu. Dane te podaję niżej, wprowadzając przeliczenie na system metryczny.

Na rys. 5 mamy charakterystykę wentylatora *GEC* typ FS-357 o wydajności 198 m³/7000 stop³ zassanego powietrza na minutę przy nominalnym ciśnieniu wylotowym 880 mm sł. wody (1 25 funtów/cal²). Wentylator sprzężony jest z silnikiem prądu trójfazowego 220/440/550 Volt przy 60 okr/sec o mocy 44,7 kW (60 HP) i n = 3600/min. Przy konstruowaniu założono, że wentylator powinien dać minimalnie nominalne ciśnienie wylotowe przy temperaturze otoczenia wynoszącej +15,5 °C, zachowując rezerwę mocy wystarczającą do osiągnięcia pełnej wydajności przy zwiększonym ciśnieniu wylotowym spowodowanym obniżeniem temperatury otoczenia do — 17,8 °C (0°F). Krzywe charakterystyczne ustalone drogą pomiaru przy ciśnieniu barometrycznym na wlocie 1,034 atn (14,7 funtów/cal²).



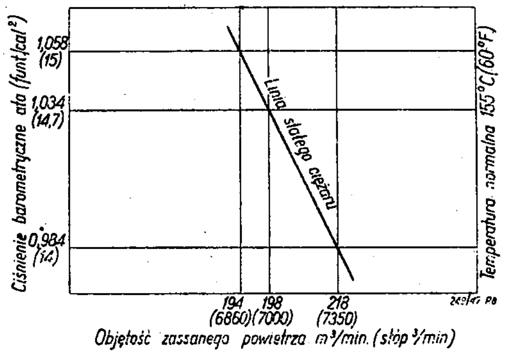
Rys. 6. Część wykresu z rys. 5 objęta prostokątem.

Część wykresu objęta prostokątem pokazana jest w skali powiększonej na rys. 6; zaś rys. 7 i 8 uzupełniają go, ilustrując związek pomiędzy objętością zassanego powietrza i stałym ciężarem jego przy zmiennej temperaturze powietrza lub ciśnieniu barometrycznym. Łącznie dają one całkowite pojęcie o mechanizmie zasilania żeliwiaka stałą wagową ilością dmuchu.



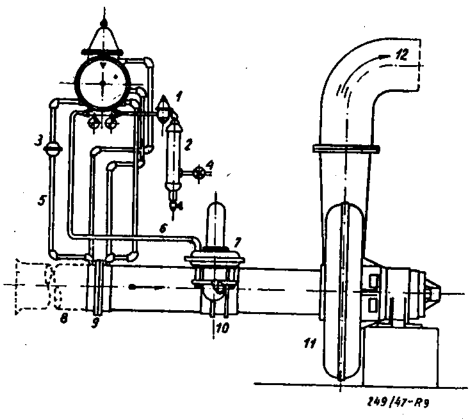
Rys. 7. Zależność między objętością zassanego powietrza przy stałym ciężarze a temperaturą.

W okresie powojennym spotykamy w prasie amerykańskiej opisy innego urządzenia gwarantującego stały wagowy dopływ powietrza do żeliwiaka. Dostawcą jego jest znana amerykańska firma aparatów pomiarowych *Foxboro Company*. Foxboro, Mass. USA. Na rys. 9 podany jest widok tej regulującej instalacji.



Rys. 8. Zależność między objętością zassanego powietrza przy stałym ciężarze a ciśnieniem barometrycznym.

Wg. opisu firmy działanie jej jest następujące. Przy wzroście ciśnienia lub spadku temperatury ilość przepływającego powietrza będzie większa przy tej samej różnicy ciśnienia (po obu stronach zwężki). Dla wskazania rzeczywistej ilości przepływającego powietrza musi być zatem zastosowany w regulatorze wagowej podaży dmuchu kompensator, który by w aparacie wskazującym odpowiednio powiększał zapis notowany przez pióro aparatu samopiszącego. Ponieważ jednak aparat ten jest regulatorem i działanie regulacji otrzymuje wartość notowaną na poziomie nastawionym, działanie kompensatora polega na korygowaniu przelotu zaworu regulującego, by utrzymać stały ciężar przepływającego powietrza niezależnie od zmian temperatury czy ciśnienia.



Rys. 9. Urządzenie regulujące firmy „*Foxboro*.

1) Zawór redukcyjny.
2) Filtr powietrza.
3) Filtr powietrza.
4) Dopływ powietrza.
5) Rury 1/2".
6) Izolowane przewody obiegowe powietrza.
7) Przepona napędzająca.
8) Dowolny przekrój wlotowy.
9) Kołnierz ze zwężką.
10) Zawór skrzydełkowy.
11) Wentylator.
12) Do żeliwiaka.

W kompensatorze zastosowany jest mieszek, który zmienia przekładnię dźwigniową pomiędzy uszczelnionym wałkiem nośnym, a ramieniem pióra, powodując większe lub mniejsze przesunięcie pióra przy tym samym skoku pływaka. Mieszek napełniony jest gazem i uszczelniony przy ciśnieniu tak dobranym, że zmiany temperatury czy ciśnienia w kompensatorze wywołują rozszerzenie lub skurczenie tak wielkie by dokonać potrzebnej zmiany w przekładni.

System zastosowany w regulatorze *Foxboro*, który można nazwać systemem mechanicznym, przypomina konstrukcję użytą ok. r. 1910 w tzw. m u l t i p l i k a t o r z e f. *Askania-Werke* polecanym do użytku przy wprowadzanych wtedy w odlewniach wentylatorach odśrodkowych syst. *Rateau* w celu regulowania stałej objętości wdmuchiwanego do żeliwiaka powietrza.

System ten jednak nie okazał się praktycznym i regulacja objętości dmuchu przy jego pomocy była bardzo niepewna.

Porównując system *GEC*, który należy nazwać elektromechanicznym, z systemem *Foxboro*, wydaje mnie się, że pierwszy jest znacznie pewniejszy i bardziej dokładny w eksploatacji.

W celu zapewnienia na korzystniejszych warunków zasilania żeliwiaków powietrzem powinniśmy ustawiać wentylatory w pomieszczeniach przestronnych, jasnych, zabezpieczonych od kurzu i umożliwiających przeprowadzenie rury ssącej nazewnątrz budynku, tak aby wentylator zasysał stale powietrze świeże.

Pobieranie powietrza z wnętrza odlewni jest niekorzystne, ponieważ w miarę wypełniania form metalem i wydzielania się z nich gazów, zawartość tlenu w powietrzu maleje, warunki spalania pogarszają się i obserwowane niekiedy obniżenie temperatury żeliwa w drugiej połowie przetapiania jest właśnie wynikiem niewłaściwego ustawienia wentylatora. Również pamiętać należy o wpływie długości i kształtu przewodów, doprowadzających dmuch od wentylatora do żeliwiaka; im są one dłuższe i kierunek zawilszy, tym większe straty stwierdzamy zarówno w ilości dmuchu, jak i w stopniu jego sprężania. Straty ilościowe zmniejszone mogą być przez przestrzeganie doskonałej szczelności rurociągu, zasuw i przyłączeń.

Na ogół należy przestrzegać, aby odległość wentylatorów od żeliwiaków nie przekraczała 20 m i tylko przy stosowaniu wentylatorów o sprężaniu wyższym, aniżeli podane jest w tab., można podwyższyć ją do 30 m.

Przewód powietrzny powinien być umieszczony w sposób umożliwiający łatwy dostęp do niego w celu należytej konserwacji i szczególnie zabezpieczony przed korozją, odpowiednim pokryciem farbą smołową. Średnica przewodu powietrznego dyktowana jest zwykle przez firmę dostarczającą wentylator, którego średnica otworu wylotowego jest podana w katalogach. Zwężenie przewodów nie jest wskazane, wzgl. przy podłączeniach do skrzyni powietrznej żeliwiaka można ją zmodyfikować w kształcie, zachowując w miarę możności zbliżone szybkości przepływu dmuchu, z uwzględnieniem różnicy pomiędzy ilością pierwotną i końcową.

Zwykle przyjmują jeden wentylator na dwa bliźniacze żeliwiaki i stosownie do tego prowadzą przewody, jednak w założeniu, że pracują one na przemian, kolejno, a nigdy jednocześnie; przy dwóch parach żeliwiaków normalnie obsługiwane one są przez dwa wentylatory. Ustawienie wentylatorów zapasowych, na wypadek zepsucia ich nie jest słusznym. Wentylatory odśrodkowe i skrzyniowe solidnie wykonane, pracują pewnie. Drobne awarie jakie mogą się przydarzyć wymagają raczej posiadania w pogotowiu zapasowych części — przeważnie łożysk kulkowych i zwrócenia uwagi na dokładne ich ochłodzenie, szczególnie w wentylatorach odśrodkowych, pracujących przy $n = 3000$ obr./min. Jest to gwarancją wystarczającą, że przerwy w ruchu odlewni z powodu wentylatorów miejsca mieć nie będą.

Masy formierskie ze spoiwem cementowym

C. KALATA i J. GLASER

(dalszy ciąg).

Po przygotowaniach wstępnych rozpoczęto właściwe badania mas formierskich cementowych.

Badania podzielono na dwie części:

1) Badania mas cementowych otrzymywanych przy użyciu czystego piasku kwarcowego, cementu i wody. Przeprowadzono określenie „P" — przepuszczalność i „S" (R_{sc})—spoistość masy cementowej dla zawartości cementu 6, 8, 10, 12 i 14%. Dla każdej z tych mieszanin stosowano nawilżenie (zawartość wody) 4, 6, 8, 10, 12 i 14% i badano powyższe własności po upływie 3,5, 7, 24, 48 i 72 godzin od chwili wymieszania. W ten sposób przeprowadzono po 150 pomiarów każdej z tych własności.

2) Badanie mas cementowych otrzymywanych przy użyciu mieszaniny świeżego piasku kwarcowego z dodatkiem używanej masy cementowej, cementu i wody. Użyto masę o zawartości 10% cementu i przeprowadzono szereg określeń „P" i „S" w okresach czasu jak wyżej, przy zastosowaniu nawilżenia 6% i 8% i przy stosunku ilościowym używanej masy cementowej do piasku nowego 0:100, 25:75, 50:50, 75:25, 100:0. W ten sposób uzyskano 50 pomiarów każdej z tych własności.

Przebieg badań był następujący:

a) przygotowanie piasku i cementu w odpowiednim stosunku procentowym i staranne ich wymieszanie.

b) dodanie odważonej ilości wody, celem nawilżenia przygotowanej mieszaniny piasku kwarcowego i cementu do ustalonego procentu wilgotności,

c) po dokładnym wymieszaniu przetrzymywano masę w zamkniętym szczelnie naczyniu przez 1,5 godz., celem wyrównania wilgotności,

d) wykonanie znormalizowanych próbek,

e) określenie przepuszczalności i spoistości znormalizowanych próbek po 3,5, 7, 24, 48, 72 godz.,

f) zestawienie wyników przepuszczalności i spoistości na tablicach i przeanalizowanie ich,

g) zestawienie w tablicy wartości *wskaźników wodno cementowych (w : c)* badanych mas formierskich.

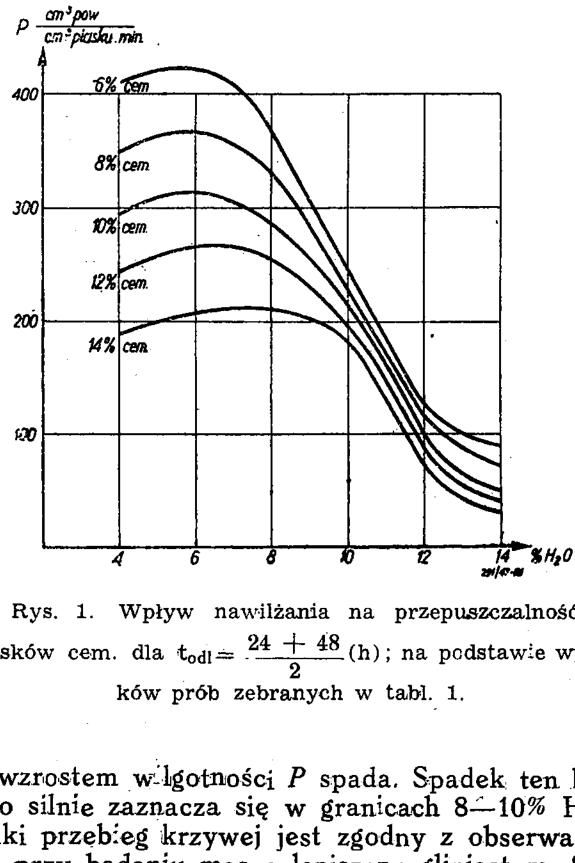
Należą się następujące wyjaśnienia:

ad a) Procent ilości cementu w danym piasku cementowym ustalono wagowo; np. jako 10% zawartości cementu uważano mieszaninę o składzie 9 kG piasku + 1 kG cementu.

ad b) Nawilżenie piasku cementowego odbywało się wagowo w stosunku do mas suchych składników piasku cementowego, tzn. piasku + cementu. Piasek cementowy rozłożony na płycie szklanej był nawilżany za pomocą rozpylacza i następnie dokładnie zmieszany.

ad d) Próbki były pozostawione dla związania cementu na wolnym powietrzu w laboratorium, gdzie panowała przeciętna temperatura 20°.

W pierwszej części badań rozpatrywano zależność przepuszczalności P masy cementowej od zawartości w niej cementu i wody. Wykres przepuszczalności P w zależności od wilgotności daje krzywą charakterystycznego kształtu. Początkowo z wzrostem wilgotności w granicach do 6—8% następuje wzrost P (rys. 1). Dla piasków cementowych o niskiej i średniej zawartości cementu (6—10%) uzyskuje się maximum przy 6% nawilżeniu, a przy piaskach o wysokiej ilości cementu (12 — 14%) maximum P osiąga się przy 6 — 8% H_2O.



Rys. 1. Wpływ nawilżania na przepuszczalność piasków cem. dla $t_{odl} = \frac{24 + 48}{2}$ (h); na podstawie wyników prób zebranych w tabl. 1.

Z wzrostem wilgotności P spada. Spadek ten bardzo silnie zaznacza się w granicach 8—10% H_2O. Taki przebieg krzywej jest zgodny z obserwacjami przy badaniu mas o lepiszczu gliniastym. Stosunkowo małe ilości wody wpływają w pewnych granicach na zwiększenie przepuszczalności P. Jakkolwiek piasek kwarcowy użyty jako podstawa mas formierskich ze spoiwem cementowym zawiera niewielkie ilości lepiszcza, nie mniej woda nawilżająca powoduje pęcznienie jego powłoki i zmniejsza współczynnik tarcia, przy przepływie gazów przez kanaliki piasku, niwelując niekorzystny wpływ ostrych kantów ziarn piasku.

Jednak po uzyskaniu maksymalnej przepuszczalności odpowiadającej 6—8% nawilżenia, dalszy wzrost wilgotności powoduje zatykanie wodą nawilżającą kanalików i por w piasku cementowym i w rezultacie daje szybki spadek przepuszczalności. Wartości przepuszczalności dla poszczególnych próbek mas cementowych zostały zestawione w tabl. 1.

Porównując poszczególne wyniki prób na przepuszczalność tych samych próbek, ze względu na czasokres badań, stwierdzić należy duże wahania odczytu wartości *P*.

Np. próbka 10% masy cementowej o 8% nawilżenia wykazała następujące wartości:

po 3,5 g — 261 jedn.
„ 7,0 „ — 297 „
„ 24,0 „ — 279 „
„ 48,0 „ — 297 „
„ 72,0 „ — 270 „

Pozostawiając do specjalnego omówienia samo zjawisko zmian wartości przepuszczalności *P* tych samych próbek piasku cementowego o określonym składzie % cementu i wody w zależności od czasu, wprowadzamy pojęcie t. zw. *czasu odlewu*= t_{odl} tj. ilości godzin upływających między przygotowaniem formy i odlewem. Stwierdzono praktycznie, że formy sporządzone z masy cementowej można zalewać po 24 g. Często jednak np. przy skomplikowanych formach, wymagających dłuższego montażu czas ten przedłuża się do 48 g. Dlatego przyjęto, że t_{odl} będzie wynosić 24—48 g. Ponieważ własności mas cementowych, a przede wszystkim przepuszczalność i spoistość zależą od czasu, ustalono, że będzie się uważać za miarodajne własności danej masy cementowej po upływie t_{odl}. Przyjęto, że wartość przepuszczalności i spoistości dla t_{odl} obliczać się będzie jako średnią arytmetyczną tych wartości po 24 g. i 48 g. Np. z tablicy 1 wynika, że przepuszczalność dla masy o zawartości cementu 10% i wody 8% wynosi po 24 g. — 279
po 48 g. — 297

obliczona stąd przepuszczalność dla t_{odl} wynosić będzie $\frac{279 + 297}{2} = 288$.

Wartości przepuszczalności wzgl. spoistości dla t_{odl} podane są w tabeli 1 i 2 rubryce „t_{odl}".

Na rys. 1 zauważyć można, że opisany poprzednio kształt krzywej jest podobny w swym przebiegu dla wszystkich badanych próbek, bez względu na % zawartości cementu. Biorąc jednak pod uwagę wartość *P*, należy stwierdzić, że ze wzrastającym % zawartości cementu w masie przepuszczalność spada, o czym świadczą krzywe przepuszczalności poszczególnych próbek uszeregowane jedna pod drugą.

Powodem spadku przepuszczalności jest cement. Wzrastający procentowy stosunek jego do piasku podstawowego zmienia jego ziarnistość, a co za tym idzie również i *P*. Wracając do tab. 1 i odpowiedniego wykresu (rys. 1), zauważyć można, że rozpiętość wartości *P* dla badanych piasków cementowych o 6—14% zawartości cementu jest największa dla najniższego badanego nawilżenia = 4%. Najwęższy zakres osiąga ona dla nawilżenia 10 — 12%.

Poniżej podano wyliczony zakres dla poszczególnych nawilżeń:

4% H_2O — 408—189 = 219 jedn.
6% „ — 426—207 = 219 „
8% „ — 369—207 = 162 „
10% „ — 243—180 = 63 „
12% „ — 126— 72 = 54 „
14% „ — 92— 27 = 65 „

Z podanych obliczeń wynika, że procentowa zawartość wody w piasku cementowym odgrywa dużą rolę zwłaszcza przy praktycznych nawilżeniach 4 — 8%.

Reasumując te rozważania w odniesieniu do przepuszczalność badanych próbek świeżej masy cementowej, stwierdzić należy, że około 50% próbek uzyskało przepuszczalność wystarczającą (jako minimum ustalono wartość = 200 jedn.) Do tych próbek należą masy cementowe o niskim i średnim nawilżeniu.

Gruba linia na tabl. 1 rozgranicza próbki piasków cementowych o *P* większej od 200 $\frac{cm^3 \text{ pow.}}{cm^3 \text{ piasku min.}}$, uznane jako wystarczające, od próbek piasku cementowego o *P* mniejszej od tej liczby, odrzuconych, jako nieodpowiadające pod względem przepuszczalności.

W następnej części zbadano wpływ zawartości cementu i wody na spoistość mas cementowych. Spoistość *S* charakteryzuje się wynikami prób wytrzymałościowych i jest mierzona w kG/cm^2 w chwili gdy odpowiednio przygotowana próbka ulega zniszczeniu. Jak już wyjaśniono przeprowa-

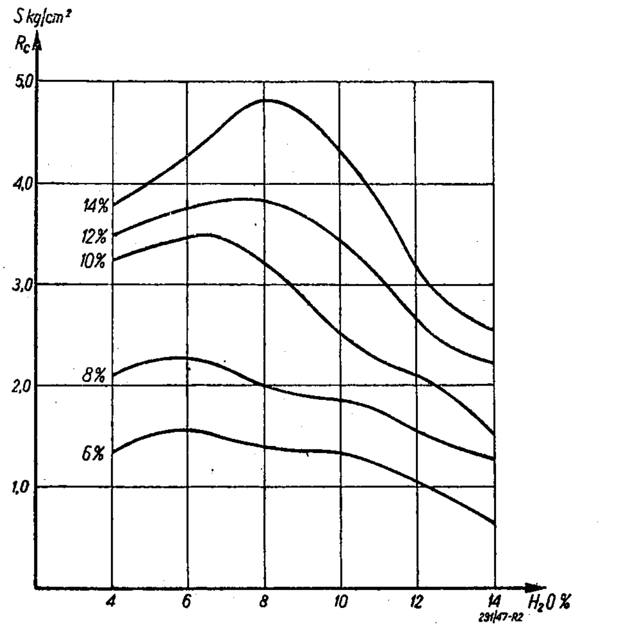
Tabl. 1. Zestawienie wyników prób na przepuszczalność (cm^3 pow./cm^3 piasku, min.) dla mas cementowych (6 — 14% cem.) o nawilżeniu 4 — 14% H_2O.

Zawartość cementu %		6						8						10						12						14					
Zaw wody % ↓	Czas badania → h	3,5	7	24	48	72	t_{odl}	3,5	7	24	48	72	t_{odl}	3,5	7	24	48	72	t_{odl}	3,5	7	24	48	72	t_{odl}	3,5	7	24	48	72	t_{odl}
4		416	423	432	384	408	408	360	369	342	360	342	351	261	288	270	324	315	297	225	252	225	261	252	243	198	180	180	198	180	189
6		426	432	450	402	426	426	369	360	396	342	351	369	306	342	270	360	324	315	279	261	252	270	279	261	214	198	207	207	214	207
8		387	378	387	351	378	369	342	360	378	288	315	333	261	297	279	297	270	288	243	261	220	283	279	256	207	198	198	216	207	207
10		261	252	252	236	252	243	234	234	216	234	216	225	198	198	211	202	207	207	198	198	189	207	207	198	189	180	171	189	171	180
12		180	144	117	135	144	126	113	139	113	11[illegible]	126	113	99	108	108	81	81	94	49	61	85	77	70	81	81	81	63	81	81	72
14		108	63	90	90	81	90	50	71	63	81	39	72	52	43	36	63	70	49	50	29	37	43	36	40	45	32	20	34	30	27

Tabl. 2. Zestawienie wyników prób na spoistość R_{sc} kG/cm² dla mas cementowych (6 — 14% cem.) o nawilżeniu 4 — 14% H_2O.

Zawartość cementu %		6						8						10						12						14					
Zaw. wody % ↓	Czas badania → h	3,5	7	24	48	72	todl	3,5	7	24	48	72	todl	3,5	7	24	48	72	todl	3,5	7	24	48	72	todl	3,5	7	24	48	72	todl
4		0,09	0,35	1,30	1,33	1,40	1,31	0,37	0,70	2,15	2,17	2,20	2,16	0,40	1,05	3,20	3,26	3,30	3,23	0,32	1,72	3,41	3,55	3,58	3,48	0,24	2,75	3,60	3,88	3,80	3,74
6		0,06	0,27	1,01	1,60	1,71	1,65	0,30	0,61	1,80	2,75	2,80	2,27	0,33	0,88	2,76	4,17	4,25	3,4(	0,28	1,48	3,20	4,32	4,50	3,76	0,16	2,30	3,92	4,60	4,72	4,26
8		—	0,22	0,91	1,85	2,03	1,38	0,24	0,52	1,53	2,50	3,00	2,01	0,27	0,78	2,55	3,85	4,30	3,20	0,25	1,31	3,35	4,30	4,60	3,82	0,11	1,85	4,15	5,75	6,05	4,85
10		—	—	0,98	1,72	2,10	1,35	0,20	0,45	1,40	2,26	2,74	1,84	0,17	0,52	1,92	3,20	3,92	2,56	0,23	0,90	2,68	4,23	4,10	3,45	0,09	1,20	3,33	5,25	6,23	4,29
12		—	—	0,75	1,43	1,93	1,09	—	0,40	1,25	1,95	2,51	1,60	0,10	0,33	1,43	2,81	3,70	2,12	0,19	0,68	1,97	3,31	3,45	2,64	—	1.03	2,52	3,80	5.03	3,16
14		—	—	0,45	0,91	1,45	0,68	—	0,35	0,92	1,60	2,10	1,26	0,09	0,13	0,95	2,22	3,20	1,58	—	0,44	1,48	2,77	2,91	2,22	—	0,72	2,01	3,32	4,21	2,66

dzone próby wytrzymałościowe będą się ograniczać do prób wytrzymałościowych na ścinanie. Ustalony współczynnik $K = \frac{R_c}{R_{sc}}$ dla świeżych mas cementowych 3,4 umożliwia w każdej chwili przeliczenie otrzymanej wartości R_{sc} na R_c. Próby wytrzymałości na ścinanie były wykonywane



Rys. 2. Wpływ nawilżenia na S (R_{sc}) piasków cementowych dla $t_{odl} = \frac{24+48}{2}$ (h); na podstawie prób zebranych w tabl. 2. *Uwaga:* na rys. 2 i 3 zamiast oznaczonego R_c powinno być R_{sc}

jednocześnie z próbami na przepuszczalość *P*. Wyniki zestawione są w tab. 2 z uwzględnieniem % zawartości cementu i wody dla poszczególnych próbek, czasokresu badań *t* i czasu odlewu t_{odl} (podobnie jak przy badaniach *P*).

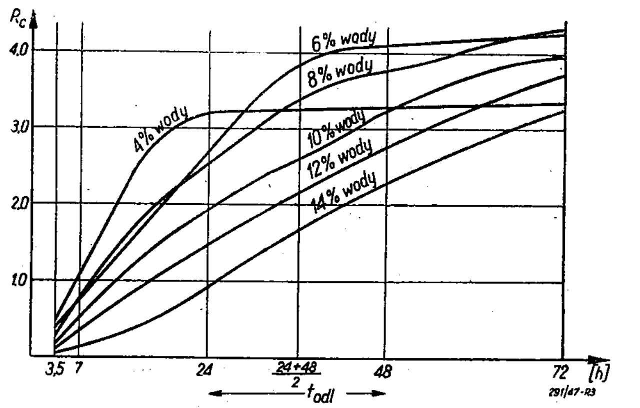
W graficznej zależności R_{sc} (obliczonej dla t_{odl} (od % nawilżenia ustalić można (rys. 2) że maximum wytrzymałości osiąga masa cementowa,

a) o niskich zawartościach cementu = 6 — 8% przy nawilżeniu 6%,

b) o średnich zawartościach cementu = 10% przy nawilżeniu 7%.

Uzyskane dane oznaczają, że przy wzrastającym % zawartości cementu, masa cementowa do osiągnięcia maximum spoistości dla czasu = t_{odl} potrzebuje większego nawilżenia. Chcąc zbadać jednak wpływ czasu na szybkość osiągnięcia maximum R_{sc}, sporządzono na podstawie uzyskanych wyników doświadczeń, a zebranych w tab. 2, wykres, przedstawiający zależność R_{sc} w stosunku do czasokresu badań (3,5 g — 72 g) dla przykładowej 10% masy cementowej o nawilżeniu 4—14%.

Wykres ten przedstawiony na rys. 3 pozwala stwierdzić, że jakkolwiek masy cementowe ze zwiększającym się % zawartości wody uzyskują większą wytrzymałość, to jednak czas osiągnięcia

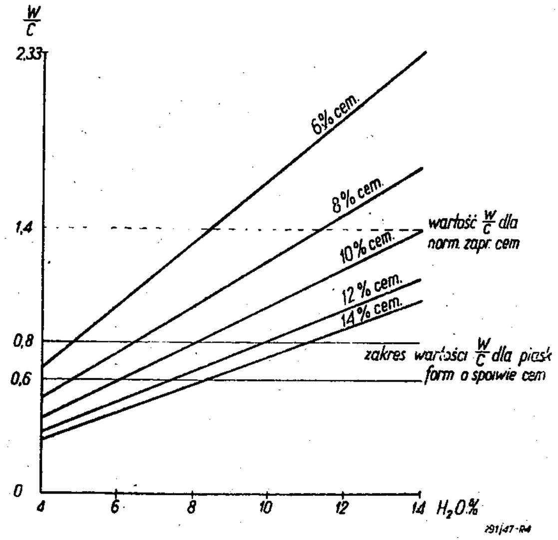


Rys. 3. Wpływ % nawilżenia na zależność R_{sc} od t dla przykładowej 10% masy cementowej (patrz tabl. 2).

maksymalnej wytrzymałości jest różny. Jest on odwrotnie proporcjonalny do % zawartości wody; i tak — uzyskują swoją pełną maksymalną wytrzymałość kolejno piaski cementowe o następującym nawilżeniu: 4, 6, 8, 12 i 14%.

Z powodu krótkiego czasu badania (max. 72 g) określonego między innymi ekonomią stosowania mas cementowych, niektóre próbki o wysokiej zawartości wody (10 — 14%) nie uzyskiwały w tym czasie maksymalnej wytrzymałości. Wartości krzywych wykresu wskazują, że przy pożądanym krótkim okresie wiązania cementu w masie (< 24 g) należy zawartość wody w piaskach cementowych zmniejszyć.

Na tab. 2 linią grubą ograniczono próbki których przepuszczalność wynosiła poniżej 200 (patrz tabela 1). Jako minimalna wytrzymałość na ścinanie (R_{sc}) mas cementowych wypadło 2) kG/cm².



Rys. 4. Wykres $\frac{W}{C}$

Biorąc pod uwagę powyższe założenia, wymagane wartości dla P i R_{sc} uzyskujemy po upływie t_{odl} dla mas cementowych:

1) o zawart. 8% cem. i 4 — 8% wody
2) „ 10% „ i 4 — 8% „
3) „ 12% „ i 4 — 8% „

Eliminując masę o zawartości 8% cementu, gdyż R_{sc} znajduje się tuż blisko dolnej granicy 2 kg/cm², pozostaje do praktycznego wykorzystania masa o zawartości 10% cementu i 12% cementu. Dla masy o 10% cementu najwyższą wartość R_{sc} uzyskuje się przy 6% wody (3,46 kg/cm²). Dla masy o zawartości 12% cementu najwyższą wartość R_{sc} uzyskuje się przy 8% wody (3,82 kg/cm²).

Mając na względzie konieczność używania jak najmniejszej ilości cementu, należy wybrać z powyższych mas mieszaninę o zawartości

10% cementu i 6% wody.

Masa ta ma tę zaletę że wg rys. 3 osiąga maximum R_{sc} w czasie ok. 24 g, a po 24 godzinach wykazuje R_{sc} = 2,76 kg/cm², a więc wartość zupełnie wystarczającą.

Tabl. 3. Wskaźnik wodno-cementowy $\frac{w}{c}$ zależności od % zawartości cementu i wody w piasku formierskim o spoiwie cementowym.

zawartość cementu % / zawart. wody %	6	8	10	12	14
4	0.67	0.5	0.4	0.33	0.28
6	1.0	0.75	0,6	0.50	0.43
8	1.33	1.0	0.8	0 67	0.57
10	1.66	1.25	1,0	0.83	0.71
12	2.00	1.5	1.2	1.00	0.86
14	2.33	1.75	1.4	1.17	1.00

Prócz optymalnych wartości P i R_{sc} masa użyta na formy cementowe musi posiadać odpowiednią plastyczność t. j. własność łatwego i dokładnego odtworzenia kształtu modelu.

Plastyczność mas cementowych zależna jest od stosunku wagowej zawartości wody do zawartości cementu. Stosunek ten w:c— nazywamy **w s k a ź n i k i e m w o d n o - c e m e n t o w y m.** Aby cement związać całkowicie wskaźnik wodno-cementowy powinien wynosić ok. 1,4.

W wybranej powyżej masie cementowej (10% cementu, 6% wody) o optymalnych wartościach P i R_c wskaźnik wodno-cementowy wynosi 0,6 t. zn., że woda znajduje się w ilości niedostatecznej do związania całkowitej ilości cementu.

Liczne badania i doświadczenia (*The Foundry* Nr 12/1935, Nr 2/1936) wykazały, że przy wartości w:c= 0,6 — 0,8 masy cementowe mają pożądaną plastyczność. W tab. 3 i na rys. 4 podane wskaźniki wodno-cementowe dla badanych mas cementowych.

(d. c. n.).

Perspektywy rozwojowe odlewnictwa lekkich stopów

W. C. DEVEREUX F. R. Ae. S. (Anglia)

(dokończenie)

Przechodzę do analizy ceny odlewu aluminiowego jako podstawowego czynnika, decydującego o skali w jakiej odlew ten w okresie powojennym może być stosowany w wyrobach przemysłowych.

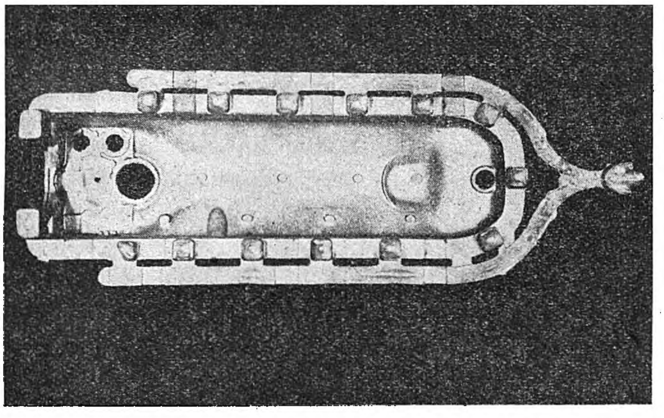
Jako przykład rozpatrzę rozpowszechniony fabrykat odlewni aluminiowych — karter silnika lotniczego *Rolls-Royce „Merlin"*. Odlewany w odlewni nowoczesnej, przystosowanej do produkcji masowej w ilości ok. 500 sztuk tygodniowo, formowany w masie formierskiej na formierkach i zatrudniający prawie wyłącznie kobiety, sprzedawany był po cenie 64 pensów za kG przy urzędowej cenie czystego pierwotnego aluminium £. 110 za t, czyli 26.5 pensów za kG. Do odlewu stosowano stop *Hiduminium RR 50;* odlew ten należał do grupy bardzo odpowiedzialnych odlewów lotniczych, o wysokich normach odbiorczych, a więc do najdroższych.

W okresie wojennym osiągnięto bardzo poważny postęp w uzyskiwaniu wysokogatunkowych stopów ze złamków stopów aluminiowych; gdyby zastosować na ten odlew aluminium wtórne, urzędowa cena którego była poniżej £. 45 za t, odlew

karteru powinien kosztować poniżej 42 pensów za kG.

Zastosowanie odlewania tego karteru (rys. 7) w kokili (rys. 8) pozwoliło obniżyć cenę sprzedażną do 22 pensów za kG.

Wnioski z analizy tej ostatniej ceny są wręcz rewelacyjne! Przeliczając tę cenę na koszt odlewu podobnej objętości z żelwa, otrzymalibyśmy, że należało by ten ostatni sprzedawać po cenie poniżej 8,8 pensów za kG, aby móc konkurować z odlewem aluminiowym, pomijając nawet dalsze możliwe oszczędności, wcale zresztą znaczne i wynikające z lepszej obrabialności lekkich stopów, niższych kosztów manipulacji i transportu oraz ich korzyści wynikających z wielkich oszczędności na wadze. Wynika stąd, że przy wielkoseryjnej produkcji odlewów z lekkich stopów, wtedy, gdy wymagania co do jakości będą mniej ostre, aniżeli dla części lotniczych, osiągnięte będą jeszcze niższe ceny.



Rys. 7. Karter aluminiowy lany w kokili.

Nie ulega wątpliwości, że w tych warunkach należy oczekiwać dla odlewów ze stopów aluminiowych rynku zbytu znacznie większego i o wiele bardziej różnorodnego niż kiedykolwiek przed wojną.

Okres wojenny stał się decydującą próbą zarówno dla znanych przed wojną stopów o wysokich własnościach, jak i dla stopów produkowanych z „w t ó r n e g o" aluminium w zastosowaniu na części wysoko odpowiedzialne, do których przed wojną uważane one były za nieodpowiednie.

Szczególnie znakomicie zdał egzamin stop *Hiduminium RR 50* używany na pracujące pod wysokim obciążeniem części silników lotniczych.

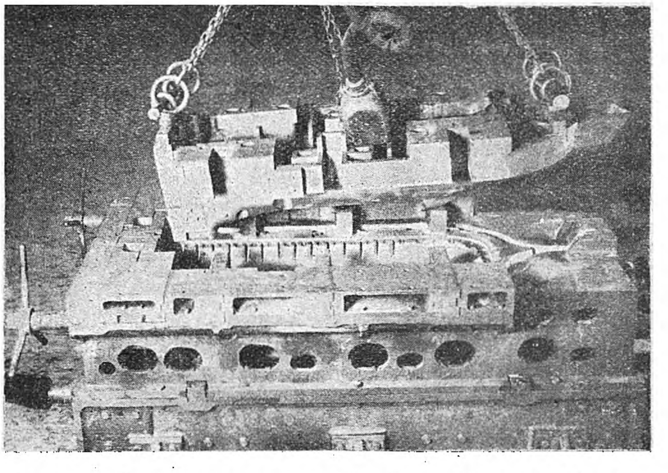
Stopy o średniej wytrzymałości i t. zw. stopy z aluminium „wtórnego" odegrały ważną rolę w budowie sprzętu lotniczego w czasie wojny. Przemysł „wtórnego" aluminium opracował tak doskonałe metody rafinacji i kontroli, że nie wątpię iż pozostaną one w użyciu przez długie lata po wojnie, gdyż wykazano bez żadnych wątpliwości, że przy nowoczesnych sposobach oczyszczania ich, s t o p y z „w t ó r n e g o" a l u m i n i u m s ą w y s o k i e j j a k o ś c i i o d p o w i a d a ć m o g ą w s z y s t k i m w y m a g a n i o m, p o z a n a j o s t r z e j s z y m i.

Różnica ceny jaka się ustali pomiędzy pierwotnym a wtórnym aluminium zakreśli granice i możliwości stosowania tych dwóch gatunków surowca aluminiowego. Należy w tym miejscu zwrócić uwagę na to, że osiągnięcie tak doniosłych wyników dla gospodarki aluminium w czasie wojny, udało się przede wszystkim wskutek wypracowania r a c j o n a l n e g o s y s t e m u s o r t o w a n i a o d p a d k ó w a l u m i n i u m, który wybitnie ułatwił produkcję wtórnego surowca ściśle wg. ustalonych tolerancji co do składu chemicznego, dyktowanych jego zastosowaniem.

Jakie kierunki rozwoju leżą przed stopami aluminiowymi? Największy popyt niewątpliwie będzie na stopy proste co do składu, o dobrych własnościach odlewniczych, nie wymagające skomplikowanych i kosztownych metod obróbki termicznej dla osiągnięcia względnie wysokich własności mechanicznych. Muszą one posiadać dostateczną odporność na korozję, łatwą obrabialność i podatność szczególnie na elektrolityczne barwne powlekanie.

Niewątpliwie konstruktorzy wysuną żądania stopów lekkich o własnościach wyższych, aniżeli znane obecnie; laboratoria zmuszone będą pracować nad ulepszeniem właściwości stopów w wysokich temperaturach w celu przystosowania ich do wzrastających wymagań związanych z budową silników turbinowych, odrzutowych.

Z drugiej strony przewidujemy rozwój stopów o niskiej i średniej wytrzymałości, szczególnie dla odlewów pod ciśnieniem, dla szerokiej gammy zastosowań, gdzie czynnikiem najważniejszym będzie niski koszt, a trwałość będzie ważniejsza niż wytrzymałość.



Rys. 8. Kokila karteru silnika *Rolls-Royce „Merlin"*.

W odniesieniu do stopów o osnowie magnezu przewidywać można znaczny ich rozwój, szczególnie gdy zrozumieliśmy mechanizm korozji, nieuchwytny do ostatnich lat. Doniosłe prace naukowe pokryły się w czasie z nowymi metodami produkcji magnezu, z których naprz. metoda redukcji daje produkt o wybitnie niskiej zawartości zanieczyszczeń (wtrąceń elektrolitów i topników),

które były najbardziej szkodliwe dla odporności magnezu i jego stopów na korozję.

Mając do dyspozycji ten nowy magnez o wysokiej czystości po cenach dostępnych i w ilościach znacznych, widzimy duże możliwości jego stosowania tam, gdzie dawniej ze względów na korozję unikano stopów magnezu. Opracowanie nowych powłok ochronnych jeszcze bardziej rozszerza granice ich stosowalności.

Obecna urzędowa cena na magnez we wlewkach wynosi ok. 40 pensów za kG, zaś Kanada sprzedaje magnez o wysokiej czystości po cenie ok. 31 pensa za kG; spodziewają się, że niedługo cena ta będzie jeszcze niższa.

Obok rozpatrzonych czynników produkcji, przyszłość odlewnictwa lekkich stopów zależy od stopnia nasilenia prac badawczych w tym kierunku. Potrzeba nam wielostronnych badań, zaczynając od badań nad nowymi stopami i nowymi sposobami wytwarzania form i kokili, aż do badania zasobów i rynków zbytu.

Istnieją tu dwie wzajemnie uzupełniające się drogi — badań prowadzonych centralnie — przez instytuty badawcze oraz badań w zakresie zwężonym, w laboratoriach poszczególnych zakładów. Przekonany jestem że w przyszłości żadne poważne przedsiębiorstwo przemysłu tak dynamicznego, jak odlewnictwo metali lekkich nie będzie mogło istnieć bez prowadzenia własnych badań nad zagadnieniami wyłaniającymi się z racji osobliwych cech każdego poszczególnego zakładu.

W roku 1540 *Vannuccio Biringuccio* pisał w swojej słynnej *„Della Pirotechnica“* .....„odlewnik jest zawsze podobny do kominiarza, pokryty sadzą i zakopcony dymem, w ubraniu zakurzonym i napół spalonym; ręce jego i twarz oblepione są błotnistą ziemią... Należy dodać, że praca odlewnika wymaga stałego i znacznego wytężenia wszystkich ludzkich sił, co szkodzi zdrowiu i niebezpieczne jest dla życia... Poza tym sztuka ta trzyma umysł mistrza niemal w bezustannym napięciu i w niepewności i strachu o wynik. Często nazywają ich fanatykami i pokpiwają z nich jak z maniaków... Lecz pomimo wszystko jest to sztuka dobrze płatna, wymagająca znacznych umiejętności i w dużej mierze dająca wiele zadowolenia".

Dużo lat minęło od czasów *Biringuccio*, nowoczesne odlewnie, które widzieliśmy na rysunkach poprzednich, nie przypominają nam dawnych odlewni, lecz nie będzie przesadą powiedzieć, że uwagi jego mogły by być niemal teraz zastosowane w stosunku do szeregu odlewni. Skutek — minimalny dopływ młodzieży, która by chciała poświęcić się zawodowi tak trudnemu i niewdzięcznemu, niestety często gorzej płatnemu, aniżeli dużo łatwiejsze i wymagające mniej bystrości zajęcia w przemyśle maszynowym.

Życiową koniecznością dla odlewnictwa jest zapewnienie dopływu odpowiedniego młodego elementu, aby utrzymać kadry należycie wyszkolonych formierzy, rdzeniarzy i modelarzy. Należy znaleźć sposoby, aby w drodze propagandy zawodu i ulepszenia warunków pracy i płacy zrobić go bardziej atrakcyjnym i przyciągającym zdolną młodzież.

Na zakończenie chciałbym powiedzieć parę słów o roli naukowca i technika w odlewni.

Nie wątpię, że jednym z głównych zadań w przyszłości będzie dotrzymanie kroku w zakresie postępu naukowego. Nasze uniwersytety i placówki badawcze prowadzą znaczną ilość oryginalnych badań i ufam, że ilość ich będzie coraz większa w miarę, jak obiecane zapomogi zwiększać będą ich możliwości finansowe.

Nie potrafimy jednak wykorzystać wielkich odkryć czołowych uczonych naszego kraju o ile w obrębie poszczególnych gałęzi przemysłu, a w danym wypadku odlewnictwa, nie zorganizujemy się tak, aby te wielkie odkrycia stosować szybko, bezzwłocznie, do ulepszenia naszych materiałów i metod pracy. Nie powinniśmy utracić tego tempa szybkiego wykorzystywania nowych wynalazków, jaki rozwinęliśmy pod naciskiem potrzeb wojennych. Te zadania realizować musimy już w obrębie naszego przemysłu, powinniśmy posiadać własne instytuty badawcze, własne laboratoria przemysłowe, własnych odpowiednio wyszkolonych naukowców, studiujących nowe odkrycia pod kątem wykorzystania ich w odlewnictwie. O ile tego nie potrafimy zrobić, nie zgodzimy się udzielić im potrzebnego zaufania i autorytetu — skutek będzie ten, że odkrycia naszych uczonych wykorzystywane będą przez inne kraje, a przede wszystkim Stany Zjednoczone A. P., gdzie skala kultury technicznej i zatrudnienia naukowców w przemyśle i dla przemysłu jest o wiele wyższa niż u nas.

Jestem zdania, że uniwersytety nasze mają obowiązek przygotowywania swych wychowanków do pracy naukowej w przemyśle; muszą one pomyśleć, aby zapewniając dostateczną ilość młodych sił naukowych dla siebie, wyprodukować dostateczne ilości naukowców, które mogły by zasilić placówki badawcze przemysłowe. Konieczną staje się współpraca uniwersytetów i przemysłu dla tego, aby opracować sposoby dające pewność, że młodzi naukowcy, obierający karierę przemysłową, będą do niej należycie przygotowani.

Z drugiej strony przemysł będzie miał obowiązek baczenia, aby naukowcy byli wynagradzani odpowiednio do osiąganych rezultatów i aby praca ich była otoczona należytą opieką i zrozumieniem. Nie powinno być przeszkód, które by zamykały im drogę do awansu na najwyższe szczeble administracji przemysłowej; lecz nie powinno się im schlebiać kosztem innych pracowników odlewni, a w żadnym razie nie możemy poddawać się sugestiom wygadanych naukowców-teoretyków, którzy uważają, że przemysł powinien być kierowany przez nich, ponieważ tylko oni potrafią go prowadzić w sposób należyty.

Przegląd pism technicznych odlewniczych

W „Przeglądzie pism" dążymy do najdokładniejszego przetłumaczenia i zreferowania artykułów wydrukowanych w zagranicznych czasopismach, lecz nie bierzemy żadnej odpowiedzialności za ich treść i wnioski.

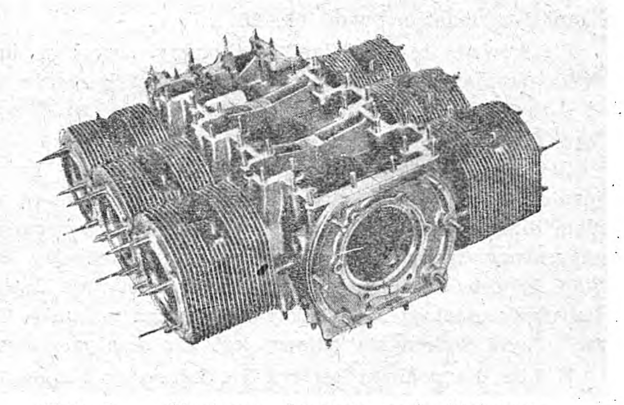
1. MASZYNA DO ODLEWANIA POD CIŚNIENIEM 1750 at.

W okresie wojennym firma *Jack and Heintz* — Cleveland, Ohio wykupiła patent silników *Skinner*. Są to silniki typu *„Flat-twin"* dwu, cztero i sześcio cylindrowe o mocy od 30 do 95 KM, zawierające znaczną ilość części ze stopów aluminium. Charakterystyczną cechą ich jest bardzo niska waga — poniżej 1 kg na 1 KM, duża sprawność (zużycie paliwa w normalnych warunkach 200 g na KM/godz oraz szerokie zastosowanie odlewania pod ciśnieniem, co prowadzi do zredukowania obróbki mechanicznej do minimum. Silnik *Skinner* bezzaworowy, odznacza się również zupełnie cichym biegiem.

Pierwsze partie tych silników odlewane były w formach piaskowych, lecz wobec znacznej ilości zamówień w celu zwiększenia produkcji, obniżenia ceny i podniesienia jakości zdecydowano przejść do odlewania wszystkich części pod ciśnieniem.

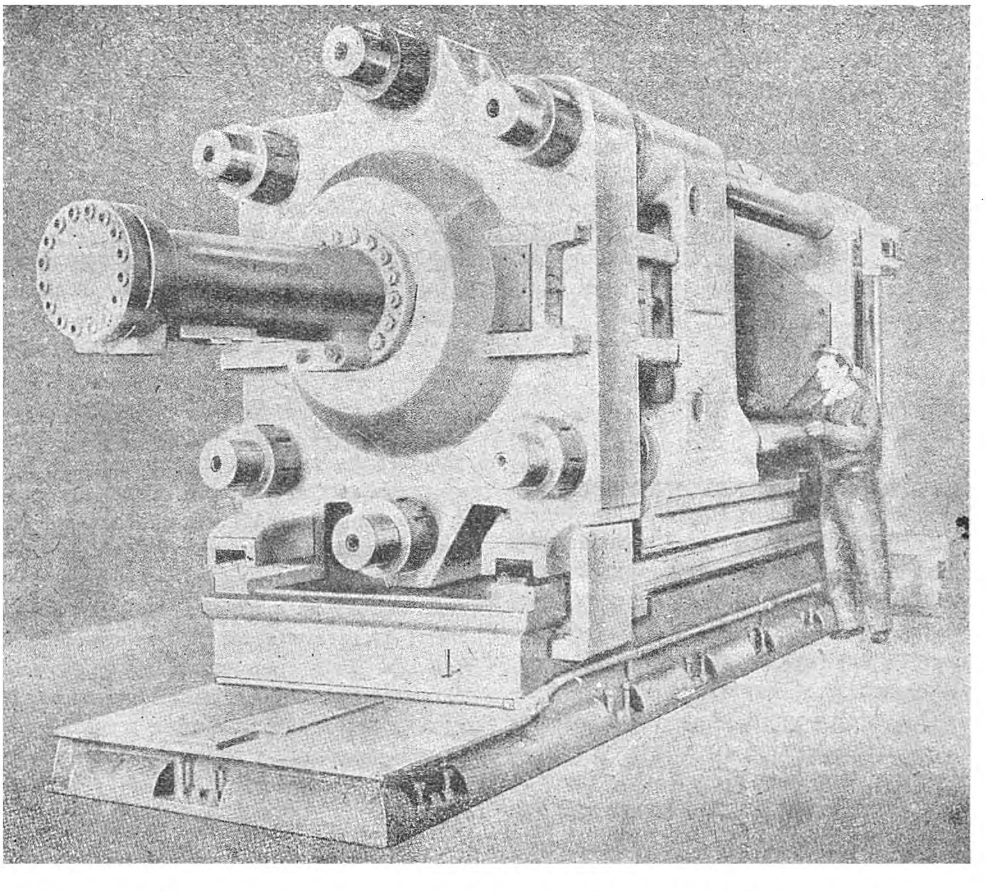
Firma *Westfield Manufacturing Corp.* w River Rouge i filia jej *Standard Die Cast Co.* w Detroit podjęły się skonstruowania maszyny oraz produkcji odlewów.

Każda połówka karteru jest złożonym odlewem o wadze 13 kG dla 6-cio cylindrowego silnika, 9,5 kG — dla 4-ro i 7 kG dla 2-cylindrowego (rys. 1).



Rys. 1 — Kartery odlewane pod ciśnieniem.

Wobec tego, że używane dotąd maszyny do odlewania pod ciśnieniem nie pozwalały na osiągnięcie pożądanej ścisłości metalu skonstruowano maszynę o wadze 75 t, długości 11 m, wysokości 3,5 m, wytwarzającą normalne ciśnienie 1750 kg/cm² i maksymalne do 4000 kg/cm². Jest to maszyna o zimnej komorze ciśnienia, pozwalająca odlewać części o wadze do 30 kg ze stopów aluminium lub 80 kg stopów cynku. (rys. 2).



Rys. 2 — Największa na świecie maszyna do odlewania karterów aluminiowych pod ciśnieniem 1750 kG/cm².

Jest to największa maszyna tego typu w U S A i niewątpliwie na świecie. Nigdy bowiem nie zdołano otrzymać szczegółów, dotyczących analogicznej niezwykle dużej maszyny, która miała istnieć w Niemczech i służyć do odlewania między innymi przegród dla łodzi podwodnych.

Dla części mniejszych skonstruowano i zanstalowano mniejszą maszynę wagi ok. 20 t.

Pierwowzór tej instalacji wykonany został w końcowym okresie wojny i służył do produkcji karterów dla 2 i 4-ro cylindrowych silników. Następnie zbudowano drugą, a w dalszym ciągu i trzecią maszynę.

Otwieranie i zamykanie kokili odbywa się hydraulicznie. Wszelkie inne ruchy maszyny sterowane są napędem elektrycznym. Kontrola pirometryczna z regulacją temperatury zapewnia stałą temperaturę pomiędzy 650° i 700°. Wprowadzenie metalu do formy następuje dopiero wtedy, gdy ustalają się właściwe dla stopu warunki. Całkowity cykl wykonania odlewu jest zautomatyzowany.

Kokila dla połówki karteru 2 cylidrowego silnika waży 14 t. Złożona jest z ok. 300 części i wymagała rocznej pracy 50 ludzi. Części kokili rozsuwają się w kierunkach boków sześcianu, zaś rozstęp pomiędzy niemi dochodzi do 600 mm. Kokila główna wykonana jest ze specjalnej stali hartowanej. Powierzchnie wewnętrzne polerowane są ręcznie z wielką dokładnością by uniknąć erozji ścianek strugą metalu. Przepływająca woda zapewnia chłodzenie ścianek kokili od wewnątrz. Po każdym odlewie wprowadza się do kokili specjalny płyn w celu zapobieżenia przywarcia metalu do jej ścianek oraz ułatwienia wypełniania formy.

Rezultaty otrzymane przy stopie Al Si 13 są doskonałe. Podczas gdy kartery odlewane w formach piaskowych często były nieszczelne i nasiąkały oliwą, części odlane pod ciśnieniem nie wykazują żadnej porowatości nawet przy bardzo cienkich ściankach. Koszt wykonania odlewu pod ciśnieniem jest znacznie niższy od kosztów odlewania w formie piaskowej; ponadto koszta obróbki i montażu są znacznie zmniejszone. Na godzinę odlewa się 40 karterów, a przy 6-cio cylindrowych silnikach, po pewnych poprawkach w konstrukcji osiągnięta będzie wydajność do 60 sztuk na godzinę, czyli wykonanie jednego karteru trwa minutę. Tak wielka szybkość produkcji połączona z osiąganą dokładnością zmienić musi wiele w dotychczasowej organizacji produkcji silników.

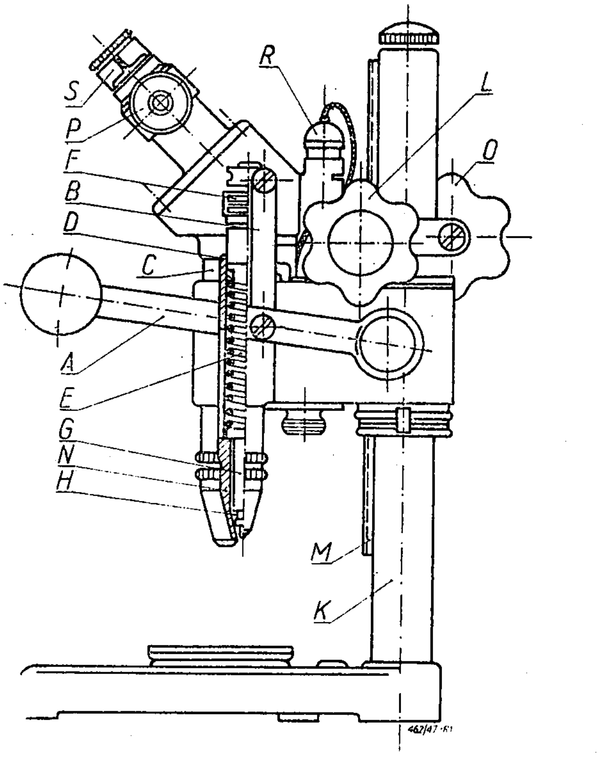
Mgr **AS**

Revue de l'Aluminium str. 57, r. 1947.

NOWY PRZYRZĄD DO MIERZENIA TWARDOŚCI.

W laboratoriach stalowni „Poldi" w Czechosłowacji został skonstruowany i wprowadzony nowy aparat przeznaczony do określenia twardości. Opis jego podaje dr. inż. J. Dobry.

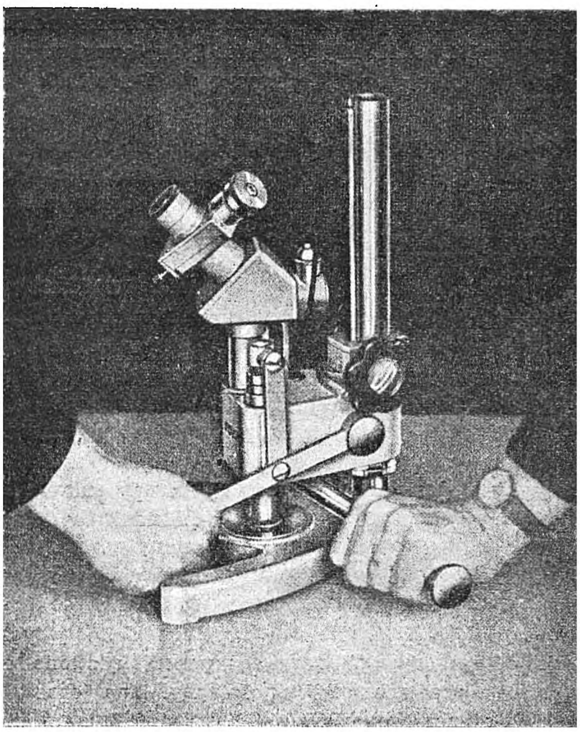
Twardościomierz „Poldi" (rys. 1) do mierzenia twardości wg metody Vickersa, ma w przybliżeniu wymiary normalnego mikroskopu stołowego; składa się z mocnej podstawy i stojaka K, na którym porusza się, przy pomocy śruby S i ręcznego kółeczka L, właściwy korpus przyrządu w górę i w dół po zębatce M. Korpus jest też obracalny w płaszczyźnie poziomej w granicach dwóch skrajnych położeń. Na korpusie osadzona jest tuba mikroskopu C, oraz walec posuwny z wewnętrzną sprężyną D, dociskaną ręczną dźwignią A z cięgłem B. Sprężyna ciśnie na obsadę G ostrza diamentowego kształtu piramidki H z kątem wierzchołkowym 136°. Ucisk sprężyny, a tym samym i siłę roboczą ucisku, ustala się przy pomocy nastawnej nakrętki F, zabezpieczonej przeciwnakrętką. W ten sposób można nastawić urządzenie robocze na wymaganą siłę docisku, np. 30 kg. Tubę mikroskopu można przesuwać pionowo w odpowiednim prowadzeniu. Na okularze mikroskopu zamocowany jest obrotowo przyrząd P do mierzenia długości obydwu przekątni kwadratowego odcisku. Oświetlenie niskowoltową żarówką zasilaną prądem z transformatorka włączanego na sieć.



Rys. 1 — Schemat działania twardościomierza „Poldi".

Ostrość obrazu nastawiona z grubsza na stałe, można korygować przez przesuwanie okularu S. Do podstawy wkłada się wyjmowalną podkładkę, na której umieszcza się badany przedmiot w taki sposób, aby ostrze przyrządu zmierzało ku dobrze wygładzonemu miejscu pomiaru; śrubą posuwną L opuszcza się korpus przyrządu na odległość 15 — 20 mm od powierzchni przedmiotu i prawą ręką dociska się dźwignię aż do stałego oporu. Wtłaczamy w ten sposób ostrze do materiału, po czym odczekujemy nie mniej niż 15 sekund, zanim przez podniesienie dźwigni podniesiemy ostrze do pierwotnego położenia. Długość przekątni odcisku odczytujemy w całych jednostkach wprost na podziałce, zaś ich ułamki na mikrometrze, i bierzemy z tabelki odpowiednią liczbę twardości Vickersa. Przy pomiarach szczególnie dokładnych, lub dokonywanych na odciskach nierównomiernych, mierzymy obie przekątnie, a średnią arytmetyczną z obu długości przyjmujemy za podstawę do ustalenia z tabelki właściwej liczby twardości.

Przyrząd ten można używać do przedmiotów o maksymalnej wysokości 150 mm. Na większe sztuki lub na części konstrukcji można przyrząd postawić, a mierzenie twardości odbywa się przez otwór w podstawie, po wy-



Rys. 2 — Wygląd zewnętrzny twardościomierza „Poldi".

jęciu z niej podkładki. Dzięki temu przyrząd staje się prawie uniwersalnym, do czego przyczynia się jego mały ciężar (6,5 kG).

Przyjęte obciążenie (docisk) 30 kG jest wygodne dla wszelkich metali, stali hartowanej i warstw cementowanych. Do mierzenia cienkich warstw i stałego mierzenia bardzo twardych metali, można obciążenie to według potrzeby zmieniać.

Przed wypuszczeniem przyrządu na rynek, wypróbowano starannie kilka jego prototypów, a to dla stwierdzenia trwałości głównych jego części oraz przydatności ich do mierzeń dokładnych. Najwięcej uwagi poświęcono spiralnej sprężynie, przenoszącej nacisk 30 kG. Należało się upewnić, czy można istotnie pominąć domniemanie „zmęczenia" sprężyny z upływem czasu. Starannie wykonane sprężyny ze stali chromokrzemowej, badano w pulsatorze na długotrwałe, powtarzane, dynamiczne obciążenie ściskające. Próby te przeprowadzano przy temperaturze 20°C (długotrwałe), oraz przy 0°C aż do —60°C (krótkotrwałe). Obciążenie wahało się w granicach 29 — 36 kg dla 10 miljonów pulsacji. Przy próbach krótkotrwałych sprężynę poddawano około 80.000 obciążeniom pulsującym przy —60°C aż do 0°C w ciągu 90 minut.

Hutnicke Listy, str. 177 r. 1947.

inż. AP-k

KRONIKA ODLEWNICZA

KRONIKA ODLEWNICZA POLSKA.

1. Zjazd Organizacyjny Koła Odlewników S. I. M. P.

Dnia 20 października r. b. odbył się w Krakowie Zjazd Organizacyjny K o ł a O d l e w n i k ó w SIMP. Na Zjazd przybyło ok. 50 osób z całego kraju.

Po zagajeniu zebrania przez kol. J. Kozarzewskiego, Przewodniczącego Komitetu Organizacyjnego i powitaniu przedstawicieli Akadamii Górniczej w osobach Prof. dr. inż. A. Krupkowskiego oraz prof. dr. inż. M. Czyżewskiego, reprezentującego jednocześnie Sekcję Odlewniczą Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Hutniczych, poproszono kol. prof. inż. K. Gierdziejewskiego o objęcie przewodnictwa i prowadzenie zebrania.

Po złożeniu hołdu Kolegom zmarłym i zaginionym w czasie wojny, stanowiących ok. 15% liczebnego stanu przedwojennego, zebranie przystąpiło do obrad.

Porządek dzienny obejmował następujące ważniejsze punkty:

a) Sprawozdanie z dotychczasowej działalności;

b) Omówienie Regulaminu Koła i Grupy, zatwierdzonych przez Zarząd SIMP;

c) Program prac Koła na najbliższą przyszłość;

d) Wybory władz Koła;

e) Komunikaty;

f) Wolne wnioski.

Sprawozdanie dotyczące p. a) złożył kol. K. Gierdziejewski, podając poszczególne etapy organizacyjne rozwoju współpracy techników polskich, poczynając od K o ł a M i ł o ś n i k ó w O d l e w n i c t w a, założonego w r. 1927, przy odlewniach Zakładów „Ursus", K o ł a O d l e w n i k ó w przy S t o w a r z y s z e n i u T e c h n i k ó w P o l s k i c h w Warszawie czynnego od r. 1929 do r. 1936 i, na koniec, S t o w a r z y s z e n i a T e c h n i c z n e g o O d l e w n i k ó w P o l s k i c h w skrócie STOP — które zjednoczyło w r. 1936 wszystkich Odlewników kraju i w chwili rozpoczęcia inwazji niemieckiej liczyło ponad 170 członków zwykłych i 40 wspierających. Ostatni Zarząd STOP tworzyli: kol. kol. S. Ambrożewicz (zast. prezesa), A. Dąbkowski, J. Dickman, K. Gierdziejewski (prezes), J. Holtorp, G. John, C. Kalata, J. Kozarzewski, Z. Lenartowicz (Sekr. Generalny), J. Lutosławski, S. Pelczarski, F. Rakoczy, R. Szymanderski, G. Wójtowicz (skarbnik) i S. Zachwieja.

Po wyczerpującym zobrazowaniu działalności na odcinku piśmiennictwa (kwartalne „Z e s z y t y O d l e w n i c z e" — „Przeglądu Technicznego" od r. 1927 do r. 1936 i miesięcznik „P r z e g l ą d O d l e w n i c z y" od r. 1936 do 1939 — Nr 28 o objętości ponad 450 stron), akcji odczytowej i szkoleniowej oraz Zjazdowej — (trzy Zjazdy Krajowe) i zorganizowanie Międzynarodowego Kongresu Odlewniczego w Polsce w r. 1938 w obecności 115 gości z zagranicy, reprezentujących 15 krajów i 243 uczestników krajowych — sprawozdawca przedstawił rozwój i stan współpracy technicznej pomiędzy odlewnikami reprezentowanymi w C I A T F — Międzynarodowym Komitecie Technicznych Stowarzyszeń Odlewniczych.

W roku 1945 poprzedni Zarząd podjął kroki w celu wznowienia działalności STOP, lecz organizacja świata technicznego w ramach NOT na podstawach odmiennych od poprzednich podzieliła odlewników pomiędzy dwa Stowarzyszenia SIT Hutników i SIMP. Załatwienie nowego statutu SIMP oraz przygotowanie i zatwierdzenie Regulaminów Kół i Grup SIMP odciągnęło nadanie formy prawnej organizacji Odlewników.

Nad „Sprawozdaniem" zabrali głos kol. kol. J. Dickman, P. Januszewicz, S. Pelczarski i inni.

Wniosek o wezwaniu przyszłego Zarządu Koła do poczynienia energicznych wysiłków w celu zorganizowania wszystkich Odlewników w jednym Stowarzyszeniu Odlewniczym został przyjęty jednomyślnie.

Również przyjęto wniosek o możliwym wyodrębnieniu „Działów Odlewniczych", umieszczanych w „Mechaniku" i „Przeglądzie Mechanicznym" w osobną wkładkę.

Po odczytaniu przez Kol. Z. Lenartowicza „Regulaminu Koła Odlewników S I M P" Walne Zebranie przyjęło go po krótkiej dyskusji.

Następnie Kol. J. Kozarzewski przedstawił program prac Koła na najbliższą przyszłość, obejmujący:

a) podniesienie poziomu wiedzy zawodowej odlewników przez urządzanie odczytów, kursów, wycieczek naukowych i ścisłą współpracę z Instytutem Badawczym Odlewnictwa oraz Wyższymi Uczelniami Technicznymi,

b) nawiązanie łączności z odlewnikami zatrudnionymi w odlewniach niepodległych CZPM oraz prywatnych,

c) współpracę w zakresie branży odlewniczej z Centr. Urzędem Planowania na odcinku inwestycji i układem planów produkcji,

d) zorganizowanie krajowego Zjazdu Odlewników,

e) utrzymanie i rozwijanie łączności z odlewnikami zagranicznymi.

W dyskusji, w której zabierali głos: S. Pelczarski, J. Dickman, S. Buzek, A. Paraszczak, S. Wróblewski i inni; podjęto sprawę zwołania Zjazdu Krajowego i postanowiono prosić Zarząd o zorganizowanie go najpóźniej w drugiej połowie r. 1948.

Kol. J. Zybert zawiadamia zebranie, że kol. K. Gierdziejewski prosił Komitet Organizacyjny Koła nie stawiać jego kandydatury do Władz Koła, motywując to znacznym obciążeniem pracą na innych odcinkach działalności zawodowej. Kol. J. Dickman w imieniu zgromadzonych kolegów prosi o zmianę decyzji i wyrażenie zgody na wejście do Władz Koła: lecz prof. inż. K. Gierdziejewski podtrzymuje swoją decyzję i proponuje powołanie Komisji-Matki dla ustalenia nazwisk kandydatów. Po krótkiej przerwie odbyło się głosowanie w wyniku którego powołano Zarząd Koła w osobach:

kol. J. Kozarzewski — przewodniczący,
kol. Z. Lenartowicz — I zastępca przewodniczącego,
kol. J. Dickman — II zastępca przewodniczącego,
oraz kol. kol. R. Bąk, F. Rakoczy, K. Rakowski i J. Zybert oraz jako członek zastępca kol. S. Pelczarski.

Po zakończeniu wyborów prof. inż. dr. M. Czyżewski składa na ręce nowoobranego Zarządu w imieniu Sekcji Odlewniczej Stowarzyszenia Hutników życzenia owocnej i pomyślnej pracy.

2. Nawiązanie łączności z odlewnikami czeskosłowackimi.

W dniach 3 — 4 lipca rb. odbyła się w Katowicach konferencja w sprawie współpracy polskich i czeskosłowackich Instytutów Badawczych i Zakładów Naukowych przy wyższych uczelniach. W naradach, którym przewodniczył ze strony polskiej Prof. Dr. W. Świętosławski, a ze strony gości Prof. R. Barta, wzięło udział 14 delegatów czeskosłowackich i ok. 30 krajowych. Główna praca przeprowadzona została w trzech komisjach: 1) zasad współpracy Instytutów, 2) wymiany sił naukowych pomiędzy Polską i Czechosłowacją i 3) patentów i licencji.

Odcinek odlewnictwa i hutnictwa czeskosłowackiego reprezentował Doc. Dr. L. Jenicek, Sekretarz Generalny „Ceskoslowensky Odborny Spolek — Slevarensky".

Szereg uchwał na posiedzeniu plenarnym zamknął posiedzenia konferencji. Realizując p. 4a uchwał oraz szereg innych, zalecających nawiązanie możliwie szybko kontaktów osobistych pomiędzy poszczególnemi specjalistami i instytucjami, przybył do Krakowa, jako gość Instytutu Badawczego Odlewnictwa, prof. dr. mont. Fr. Pisek, prezes Czeskosłowackiego Technicznego Stowarzyszenia Odlewników, dla ułożenia planu współpracy z odlewnikami polskiemi. W szeregu rozmów ustalone zostało, że: a) polscy odlewnicy wezmą szeroki udział w Międzynarodowym Kongresie Odlewniczym organizowanym w Czechosłowacji w r. 1948 w Pradze; przez nadesłanie referatów i udział osobisty, b) wydane będą w ciągu r. 1948 po jednym specjalnym zeszycie prace odlewników polskich w języku czeskim w miesięczniku „Hutnicke Listy" i czeskich w języku polskim w „Przeglądzie Mechanicznym"; c) prof. dr. mont. Fs. Pisek uzupełni tekstem czeskim opracowany przez prof. inż. K. Gierdziejewskiego 5-cio językowy słownik odlewniczy; d) zapoczątkowana zostanie niezwłocznie na prawach wzajemności wymiana czasopism fachowych oraz nowowydawanej literatury fachowej. Pozatym omówiono podstawy współpracy w zakresie dokumentacji oraz wzajemnej informacji o programach prac badawczych.

Korzystając z pobytu w Krakowie, zetknął się prof. dr. Fr. Pisek z przedstawicielami świata odlewników w osobach Dyrekcji Zjednoczenia Odlewniczego oraz odwiedził Wydział Hutniczy Akademii Górniczej w Krakowie.

Spodziewać się można, że nawiązany kontakt, stanowiący wznowienie współpracy, datujący się od r. 1931, rozwijać się będzie pomyślnie z korzyścią dla obu stron.

Belgia.

MANIFESTACJA TECHNICZNA W LEODIUM.

W związku z uroczystościami stulecia istnienia Stowarzyszenia Inżynierów Leodyjczyków odbyła się w Liège imponująca manifestacja techniczna w formie Kongresu, obejmującego poza programem reprezentacyjnym, wyjątkowo obszerny program prac w sekcjach i podsekcjach. Powołano sekcje następujące: 1) górnictwa, 2) geologii, 3) metalurgii, 4) mechaniki, 5) elektrotechniki, 6) chemii, 7) budownictwa, 8) transportu, 9) rolnictwa i szereg innych; osobliwą sekcją była sekcja 14) sztuka inżynierska i sztuka muzyczna w której referaty dyskutowano na trzech kilkugodzinnych posiedzeniach.

Zagadnienia odlewnicze omawiano w podsekcji c) odlewniczej — sekcji trzeciej. Sekcja ta posiadała poza tym podsekcje a) metalurgii fizycznej, b) hutnictwa żelaznego i d) metali nieżelaznych.

Posiedzenia sekcyjne przeplatały się z wycieczkami do zakładów pracy, instytucji badawczych i laboratoriów wyższych uczelni. Kongres odbywał się w terminie od 30 sierpnia do 14 września włącznie, lecz posiedzenia sekcji wzgl. podsekcji nie odbywały się jednocześnie, a były rozłożone w tym terminie. Posiedzenia grupy odlewniczej miały miejsce 10/13 września. Na posiedzeniach wygłoszono i przedyskutowano dwanaście referatów, a między in-

nymi prof. P. Chevenard, prof. Bosch, R. Deprez i td., poruszających zarówno zagadnienia ogólne (naprz. instytutów badawczych w przemyśle, osiągnięć produkcyjnych i tp.), jak i specjalne — żeliwa wysokiej jakości, odlewania walców utwardzonych, odlewania pod ciśnieniem i tp.

O ogromie dorobku może świadczyć to, że w jednej tylko sekcji „Metalurgii" przedyskutowano ok. 75 referatów, z czego ok. ⅓ objęła grupa „metalurgii fizycznej", tyleż grupa „metali nieżelaznych", a pozostałe podzieliły podsekcje „hutnictwa żelaza" i „odlewnictwa". Ogólna zaś ilość zgłoszonych i przedyskutowanych na Kongresie referatów dobiega liczby prawie 700 (siedmiuset).

Podczas Zjazdu Odlewników w dn. 13 września w Liège, odbyło się posiedzenie Międzynarodowego Komitetu Technicznych Stowarzyszeń Odlewniczych (C I A T F.) pod przewodnictwem E. Lobstein (Francja), lecz niestety bez udziału przedstawicieli Polski. Byli reprezentowani — Belgia, Czechosłowacja, Francja, Luksemburg, Holandia, Stany Zjednoczone A. P., Szwajcaria i Wielka Brytania. Zaakceptowano zwołanie w r. 1948 pierwszego powojennego Międzynarodowego Kongresu Odlewników w Pradze, wyrażono zgodę na podjęcie się przez Holandię organizacji Kongresu w r. 1949; zwrócono się do odlewników belgijskich z prośbą o wysunięcie kandydata na Stanowisko prezesa C I A T F w r. 1949 po zakończeniu kadencji V. C. Faulknera (Wielka Brytania) — prezesa CIATF na r. 1948.

W tym samym czasie odbyło się posiedzenie Komisji Metod Badania Żeliwa przy C I A T F pod przewodnictwem Dr. J. E. Hurst na którym podjęto prace przerwane z powodu wojny i zdecydowano opracować na następne posiedzenie Komisji we wrześniu r. 1948 w Pradze — tabelę zestawieniową, obejmującą kształt próbek do badania żeliwa oraz minimalne dopuszczalne własności.

Czechosłowacja.

ZJAZD ODLEWNIKÓW CZECHOSŁOWACKICH W BRNIE.

W dniach 26 — 29 września r. b. odbył się w Brnie pierwszy powojenny Zjazd Odlewników Czeskosłowackich przy ogólnej ilości ok. 300 uczestników.

Wygłoszonych zostało 14 referatów z których sześć nadesłanych zostało z Francji i Anglii.

Tytuły głównych refratów są następujące:

S. R. Archer (Anglia) — O obecnych poglądach na prawidłową konstrukcję odlewów staliwnych.

P. Bastien i L. Beugres — Wpływ kształtu próbek oraz szybkości obciążenia na rozrzut próby rozerwania żeliwa.

J. Robillard — Zastosowanie w metaloznawstwie elektronowego mikroskopu.

Z. Hostinsky — Zagadnienia produkcji odlewów czarnordzeniowych (żeliwo ciągliwe wykonane metodą amerykańską).

V. Jares — Tolerancje praktyczne przy odlewach żeliwnych.

J. Kieswetter — Problemy mechaniki cieczy w praktyce odlewniczej.

V. Samuel — Przegląd postępów w fabrykacji koksu odlewniczego od r. 1937.

Na Zjeździe był przedstawiciel bułgarskiego ministerstwa przemysłu, a życzenia pomyślnych prac nadesłane od polskich odlewników i z Jugosławii były przyjęte owacyjnie. Zjazd połączony był ze zwiedzaniem niektórych odlewni i zabytków z zakresu hutnictwa przedhistorycznego.

Apel do Członków SIMP w sprawie odbudowy Domu Technika

W trzecim roku odbudowy polski świat techniczny może się poszczycić poważnym sukcesem, jakim było otwarcie w dniu 12 grudnia 1947 r.

DOMU TECHNIKA

w Warszawie, przy ul. Czackiego 3/5

Dom ten częściowo odbudowany z funduszów społecznych, wysiłkiem Naczelnej Organizacji Technicznej wymaga jeszcze dużych wkładów, aby mógł całkowicie zaspokoić potrzeby organizacyjne wszystkich stowarzyszeń technicznych.

Biorąc pod uwagę wpływ, jaki życie tych stowarzyszeń wywiera na rozwój gospodarczy i przemysłowy kraju, powinniśmy skupić nasze wysiłki celem jak najszybszego wykończenia Domu Technika i w ten sposób dołożyć naszą cegiełkę do obudowy zniszczonej przez niemieckiego okupanta stolicy.

Tą myślą ożywieni delegaci na Walny Zjazd NOT, na wniosek Prezesa NOT *V.-Ministra Bolesława Rumińskiego*, uchwalili opodatkować jednorazowo sumą zł. 500.— członków wszystkich stowarzyszeń technicznych.

Solidaryzując się z tą uchwałą Zarząd Główny SIMP wzywa wszystkich swych członków do czynnego poparcia akcji budowy Domu Technika przez wpłatę jednorazowej składki w wysokości zł. 500.—.

Ze względu na to że jednorazowe i szybkie wpłacenie ustalonej sumy mogłoby niektórym kolegom sprawić poważne trudności a chcąc jednocześnie jak najwydatniej poprzeć sprawę budowy Domu Technika Prezydium Zarządu Głównego SIMP na posiedzeniu w dniu 15 grudnia 47 r. postanowiło wpłacić na ten cel na poczet wpływów od członków sumę zł. 350.000.—. W ten sposób uzyskają Koledzy możność uregulowania sumy zł. 500.—. w ratach lub też w dogodnym dla siebie terminie.

Mając nadzieję że wszyscy Koledzy jak najczybciej spełnią ten zaszczytny obowiązek, prosimy o dokonywanie wpłat na nasze konto w PKO I-4225 z wyraźnym zaznaczeniem tytułu dokonanej wpłaty.

Zarząd Główny SIMP.

POLSKA ENCYKLOPEDIA MECHANIKI

Mechanika ciał stałych czyli stereomechanika techniczna — dawniej „Wytrzymałość materiałów"

Prof. dr inż. M. T. HUBER.

(ciąg dalszy)

5. Energia sprężysta w ciałach izotropowych. *1. Praca odkształcenia sprężystego i energia sprężysta.* Z wykresu σ, ε podanego w rozdziale 3. (Podstawy teorii spręż.) wynika, że przy nieskończenie powolnym wzroście naprężenia σ i ważności prawa *Hooke'a*, pole trójkąta o podstawie ε i wysokości σ (rys. 18) przedstawia *pracę odkształcenia* jednostki objętości pręta rozciąganego lub ściskanego osiowo

$$\Lambda = \frac{1}{2}\sigma\varepsilon \qquad [1]$$

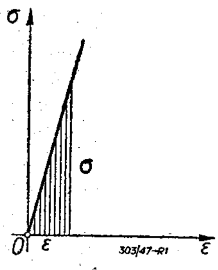
Mnożąc to równanie przez objętość pręta.

$$V = F \,.\, l$$

otrzymujemy wyrażenie dla pracy odkształcenia

$$L = \Lambda V = \frac{1}{2} F\sigma \,.\, l\varepsilon = \frac{1}{2} P\lambda, \qquad [2]$$

gdzie $l\varepsilon = \lambda$ oznacza całkowite wydłużenie pręta. W przypadku prostego ścinania naprężeniami τ na ścianach elementu prostopadłościennego Δx. Δy. Δz (rys. 19) jest pracą odkształcenia w warunkach poprzednich równa iloczynowi z średniej



Rys. 18.

wartości napięcia τ, Δx, Δy przez przesunięcie względne obu ścian równoległych Δx. Δy równe $\gamma\,\Delta z$ przy założeniu bardzo małego γ. Praca zaś napięć $\tau\Delta y$. Δz na drugiej parze ścian jest równa O, ponieważ przesunięcia są do nich prostopadłe. Przy założeniu sprężystości doskonałej jest praca ta równa energii potencjalnej wewnętrznych sił sprężystości nagromadzonej w elemencie, zwane krótko *energią sprężystą*. Dzieląc ją przez objętość elementu otrzymujemy energią sprężystą jednostki objętości

$$\Phi = \frac{1}{2}\gamma\tau = \Lambda \qquad [3]$$

W przypadku poprzednim prostego rozciągania lub ściskania jest podobnież

$$\Phi = \frac{1}{2}\varepsilon\sigma = \Lambda \qquad [4]$$

Z uwzględnieniem związków teorii sprężystości

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \quad \gamma = \frac{\tau}{G}$$

można wzory powyższe napisać w postaciach następujących

$$\text{I} \qquad \Phi = \Lambda = \frac{1}{2}\frac{\sigma^2}{E} = \frac{1}{2}E\varepsilon^2$$

dla prostego rozciągania lub ściskania

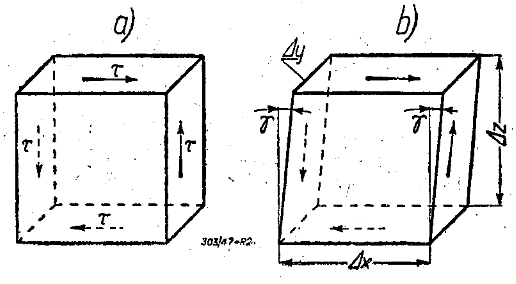
$$\text{II} \qquad \Phi = \Lambda = \frac{1}{2}\frac{\tau^2}{G} = \frac{1}{2}G\gamma^2$$

dla prostego ścinania.

Stąd łatwo przejść do obliczenia energii sprężystej elementu w przypadku ogólnego stanu napięcia i odkształcenia określonego składowymi

$$\sigma_x,\ \sigma_y,\ \sigma_z,\ \tau_{yz},\ \tau_{zx},\ \tau_{xy}$$
$$\varepsilon_x,\ \varepsilon_y,\ \varepsilon_z,\ \gamma_{yz},\ \gamma_{zx}.\ \gamma_{xy},$$

ponieważ na pracę napięć normalnych na ścianach elementu nie wpływają przesunięcia względne ścian przeciwległych w ich płaszczyźnie (przy założeniu



Rys. 19.

ich małości), a nawzajem wydłużenia krawędzi nie wpływają na pracę napięć stycznych. Wobec tego otrzymujemy wogóle

$$\text{III} \qquad \Phi = \Lambda = \frac{1}{2}\Big(\varepsilon_x\sigma_x + \varepsilon_y\sigma_y + \varepsilon_z\sigma_z + \gamma_{xy}\tau_{xy} + \gamma_{yz}\tau_{yz} + \gamma_{zx}\tau_{zx}\Big)$$

Pomnożywszy zaś to wyrażenie przez objętość elementu $\Delta V = \Delta x.\ \Delta y.\ \Delta z$ i zsumowawszy na całą objętość ciała znajdziemy wyrażenie dla energii sprężystej przy b. małych okształąeniach ciała jednolitego i izotropowego w postaci:

$$L = \Sigma\,\frac{1}{2}\left(\varepsilon_x\sigma_x + \varepsilon_y\sigma_y + \varepsilon_z\sigma_z + \gamma_{xy}\tau_{xy} + \gamma_{yz}\tau_{yz} + \gamma_{zx}\tau_{zx}\right)\Delta V \qquad [6]$$

gdzie Σ jest symbolem sumowania.

Przy pomocy związków teorii sprężystości między składowymi ε i σ oraz między γ i τ z uwzględnieniem związku między modułami G a E, przekształca się wzór III na

$$\text{III a.} \quad \Phi = \frac{1}{E}\left[\frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)^2 + \right.$$

$$\left. + (1+\nu)(\gamma^2_{xy} + \tau^2_{yz} + \tau^2_{zx} - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x)\right]$$

albo

$$\text{III b.} \quad \Phi = \frac{1}{G}\left[\frac{\nu}{1-2\nu}(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)^2 + \varepsilon^2_x + \right.$$

$$\left. + \varepsilon^2_y + \varepsilon^2_z + \frac{1}{2}(\gamma^2_{xy} + \gamma^2_{yz} + \gamma^2_{zx})\right]$$

Każde z tych wyrażeń da się nadto rozłożyć na dwa dodajniki według schematu

$$\Phi = \Phi_f + \Phi_v$$

Pierwszy z nich Φ_f przedstawia *energię czystego odkształcenia postaciowego* (bez zmiany objętości), a drugi *energię czystego odkształcenia objętościowego* (bez zmiany postaci geometycznej). Przy tym jest

$$\text{IV} \quad \Phi_f = \frac{1+\nu}{6E}\left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + \right.$$

$$\left. + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + (\tau^2_{xy} + \tau^2_{yz} + \tau^2_{zx}\right]$$

$$\text{V.} \quad \Phi_v = \frac{1-2\nu}{6G}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)^2$$

6. Kryteria wytrzymałościowe.

1. *Wytężenie materiału.* Tak nazywamy wielkość mierzącą niebezpieczeństwo przekroczenia granicy sprężystości przy znanym sposobie obciążenia danej części konstrukcyjnej i wywołania przy dalszym wzroście obciążenia niepożądanych odkształceń trwałych lub pęknięć. W przypadku prostego rozciągania lub ściskania jednoosiowego jest wyznaczenie tej wielkości na podstawie dokonanych prób wytrzymałościowych materiału (rozdział 4) sprawą pozornie pardzo prostą, albowiem doświadczenia wykazały, że tak wykres ε, σ, jak i wartości doświadczalne granicy *Hooke'a*, granicy sprężystości, plastyczności i wytrzymałości, a wogóle wszystkie cechy wytrzymałościowe materiału izotropowego są w granicach obszernych niezależne od wymiarów próbki przy zachowaniu reguły podobieństwa postaci próbek o wielkości różnej, jeżeli na razie wyłączymy wyjątkowe zachowanie się bardzo cienkich drutów i blach.

Wyznaczywszy więc doświadczalnie cechy wymienione dla materiału danego, możemy za miarę wytężenia uważać równie dobrze wielkość naprężenia σ, jak wielkość wydłużenia właściwego ε. albo jakąkolwiek ich funkcję, np. właściwą pracę odkształcenia. Ze względów praktycznych przyjęto naprężenie σ jako wielkość mierzącą wytężenie materiału i wprowadzono pojęcia *naprężenia niebezpiecznego* σ_{nieb} za takie uważamy zależnie od okoliczności naprężenie na granicach sprężystości, plastyczności lub wytrzymałości. Obliczenie wytrzymałościowe wykonywamy wtedy na podstawie warunku wyrażającego, że

$$\sigma_{bezp} \leqq \frac{1}{n}\sigma_{nieb} \qquad [1]$$

jeżeli liczba $n > 1$ oznacza t. zw. *pewność* (stopień bezpieczeństwa) a σ_{bezp} *naprężenie bezpieczne* jako wartość naprężenia, które przy danym *obciążeniu użytkowym* pręta zachodzi.

Natomiast w przypadku ogólnym obciążenia części konstrukcjnej o postaci dowolnej nie da się wytężenie mierzyć wartością naprężenia, albowiem doświadczenie poucza, że np. przy wszechstronnym ściskaniu materiał znosi bez najmniejszego niebezpieczeństwa ciśnienia dowolnie wielkie. Przykładem drugim jest proste ścinanie w metalach elasto-plastycznych dla których znaleziono doświadczalnie, że naprężenie τ na graniy plastyczności jest równe 58% naprężenia σ_p przy prostym rozciąganiu lub ściskaniu.

2. *Hipotezy wytrzymałościowe.* Skoro wartość naprężenia nie może być miarą wytężenia, to przypuszczano *(Poncelet)* w okresie pierwszego rozwoju teorii sprężystości, że będzie nią wartość wydłużenia jednostkowego ε. Tak powstała *hipoteza największego wydłużenia* (z modyfikacjami) panująca wszechwładnie na całym kontynencie Europy aż do początku bieżącego stulecia, chociaż była w niezgodzie z pomiarami doświadzalnymi, gdyż dawała dla wszechstronnego ciśnienia p wartość niebezpieczną zaledwie 2 do 3 razy większą od σ_{nieb} przy prostym rozciąganiu, a dla prostego ścinania

$$\tau_{nieb} = (0{,}8 \text{ do } 0{,}77)\,\sigma_{nieb}$$

zależnie od wartości ν, a więc z błędem 33 do 38% w porównaniu z wynikami doświadczalnymi dla metali.

Starsza od niej, gdyż związana z pracami *Coulomba* jest hipoteza najw. *odkształcenia postaciowego* lub równoważna z nią dla materiałów izotropowych *hipoteza największego naprężenia stycznego* τ, propagowana w Anglii przez *Guesta* od końca minionego stulecia. Jej wyższość nad powyższymi polega po pierwsze na tym, że prowadzi do nieograniczonej wytrzymałości przy ściskaniu wszechstronnym, zgodnie z doświadczeniem. Dla prostego ścinania daje jednakże

$$\tau_{nieb} = 0{,}5\,\sigma_{nieb}$$

czyli o 16% za mało, a więc z błędem 2 razy mniejszym od błędu odpowiedniego hipotezy najw. wydłużenia *(Ponceleta i de Saint-Venantą).* Jest to zresztą największy z pośród błędów innych wzorów opartych na tej hipotezie, wobec czego nadaje się nieźle do oceny wytężenia, ale tylko w metalach elasto-plastycznych, chociaż dla tych materiałów daje najlepszą zgodność z doświadczeniem *hipotezą energii czystego odkształcenia postaciowego* ogłoszona przez autora w r. 1904, o której poniżej.

Wszystkie wymienione hipotezy należą do grupy hipotez o jednej stałej. Tą stałą jest granica plastyczności, czyli praktyczna granicą sprężystości przy rozciąganiu lub ściskaniu, o ile, jak się rzecz ma u metali elasto-plastycznych, te granice można

uważać za równe. W razie przeciwnym, jak bywa z reguły u wielu innych materiałów hipoteza wytrzymałościowa winna mieć przynajmniej 2 stałe.

Głośna do niedawna w Niemczech teoria *O. Mohra* miała pretensję do stosowalności dla wszystkich materiałów, a dla metali elasto-plastycznych sprowadza się do hipotezy *Coulomba-Guesta*, jednakże jak dotąd, zawiodła.

Nowsze hipotezy o 2 stałych ogłosili: *W. Burzyński* prof. Politechniki Lwowskiej i *F. Schleicher* prof. Politechniki Berlińskiej, ale do ich wypróbowania mamy za mało badań doświadczalnych. Dlatego stwierdzić należy, że tylko w y t ę ż e n i e w m e t a l a c h e l a s t o - p l a s t y c z n y c h p o t r a f i m y o b e c n i e u j ą ć w d o ś ć d o k ł a d n e w z o r y m a t e m a t y c z n e dla praktyki konstrukcyjnej, o ile nie zachodzą przypadki wyjątkowe miejscowego skupienia energii odkształcenia w bardzo małym obszarze ciała.

3. *Naprężenie sprowadzone* czyli *zastępcze.* Aby uprościć obliczenia wytrzymałościowe w przypadkach złożonych przy zastosowaniu określonej hipotezy wytrzymałościowej, porównywamy wytężenie w danym złożonym stanie napięcia z wytężeniem przy prostym rozciąganiu naprężeniem σ i rozwiązujemy otrzymane równanie względem σ. Wartość tak wyrażoną przez składowe danego stanu napięcia oznaczamy symbolem σ_{red}, nazywając ją naprężeniem sprowadzonym, albo zastępczym.

Dla kilku najważniejszych hipotez wytrzymałościowych podamy teraz wyrażenia odpowiednie na σ_{red}, uwzględniając nawet zdyskredytowaną już dość dawno hipotzę najw. wydłużenia ponieważ tuła się jeszcze w wielu przedwojennych podręcznikach technicznych.

4. *Wzory hipotezy energii czystego odkształcenia postaciowego*, zwanej w skrócie energią postaciową wynikają z porównania wyrażenia IV z rozdziału 5, odpowiadającego ogólnemu stanowi napięcia z wzorem

$$\Phi_f = \frac{1+\nu}{6E} \cdot 2\,\sigma^2_{red} \qquad [2]$$

odpowiadającym prostemu rozciąganiu naprężeniem o wielkości σ_{red}, t. j.

$$\sigma^2_{red} = \tfrac{1}{2}\left[(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_x)^2\right] + 3\left(\tau^2_{xy}+\tau^2_{yz}+\tau^2_{zx}\right) \qquad [3]$$

albo po prostym przekształceniu

$$\sigma^2_{red} = \sigma^2_x+\sigma^2_y+\sigma^2_z-\sigma_x\sigma_y-\sigma_y\sigma_z-\sigma_z\sigma_x + 3\left(\tau^2_{xy}+\tau^2_{yz}+\tau^2_{zx}\right) \qquad [4]$$

Hipoteza powyższa polega bowiem na założeniu, że miarą wytężenia materiału jest wartość energii właściwej samego odkształcenia postaciowego.

Jeżeli stan napięcia jest określony naprężeniami głównymi σ_1, σ_2, σ_3, to wzory powyższe upraszczają się do postaci

$$\sigma^2_{red} = \tfrac{1}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2\right] = \sigma^2_1+\sigma^2_2+\sigma^2_3-\sigma_1\sigma_2-\sigma_2\sigma_3-\sigma_3\sigma_1 \qquad [5]$$

W przypadku dwuwymiarowego stanu napięcia jest

$$\sigma^2_{red} = \sigma^2_x+\sigma^2_y-\sigma_x\sigma_y+\tau^2 \qquad [6]$$

Przy prostym ścinaniu mamy

$\sigma^2_{red} = 3\,\tau^2$, czyli $\sigma_{red} = \tau\sqrt{3}$, a zatem

$$\tau_{nieb} = \frac{1}{\sqrt{3}}\,\sigma_{nieb} = \sim 0{,}58\,\sigma_{nieb} \qquad [7]$$

co jest zupełnie zgodne z wynikami najlepszych badań doświadczalnych nad metalami konstrukcyjnymi z paru ostatnich dziesięcioleci.

Wreszcie w przypadku praktycznie ważnym i częstym stanu płaskiego określonego wartościami $\sigma_x = \sigma$, $\sigma_y = 0$ i $\tau \neq 0$ jest według (6)

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2+3\,\tau^2}$$

5. *Hipoteza największego naprężenia stycznego.* Jej zastosowanie wymaga w przypadku ogólnym uciążliwego obliczenia τ_{max} z danych 6-u składowych stanu napięcia. Natomiast przy danych naprężeniach głównych σ_1, σ_2, σ_3, wystarczy znaleść największą z różnic (algebraicznych) dwu z tych naprężeń i przyrównać ją do naprężenia sprowadzonego. A zatem

$$\sigma_{red} = \max(\sigma_i - \sigma_k) \text{ gdy } i, k = 1, 2, 3. \qquad [8]$$

W przypadku płaskiego stanu napięcia określonego naprężeniami σ_x, σ_y i τ otrzymujemy z koła *Mohra*,

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+4\,\tau^2} \qquad [9]$$

Gdy nakoniec $\sigma_y = 0$, a tylko $\sigma_x = \sigma$ i τ są różne od zera, to

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2+4\,\tau^2}, \qquad [10]$$

a w przypadku prostego ścinania

$\sigma_{red} = 2\,\tau$, zyli $\tau_{nieb} = 0{,}5\,\sigma_{nieb}$

jak zaznaczono już powyżej.

6. *Hipoteza najw. wydłużenia* wymaga w przypadkach ogólnych obliczenia najpierw naprężeń głównych, które wyznaczają największe wydłużenie jednostkowe ε_{max} wzorem:

$$\varepsilon_{max} = \frac{1}{E}\left[\sigma_1 - \nu\,(\sigma_2 + \sigma_3)\right]$$

przy stosownym obiorze wskaźników 1, 2, 3. Porównawszy prawą stronę tego równania z wydłużeniami $\varepsilon = \frac{\sigma_{red}}{E}$, otrzymujemy wzór

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \nu\,(\sigma_2 + \sigma_3), \qquad [11]$$

gdzie porządek 1, 2, 3 jest obrany tak, aby wyrażenie po prawej było możebnie największe.

W przypadku płaskiego stanu napięcia σ_x, σ_y, τ znajdujemy z koła *Mohr'a* od razu wzory dla naprężeń głównych

$$\left.\begin{matrix}\sigma_1\\ \sigma_2\end{matrix}\right\} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) \pm \sqrt{\frac{1}{4}(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau^2} \qquad [12]$$

A zatem naprężenie zastępcze winno mieć stosownie do wz. [11] tę z wartości

$$\sigma_1 - \sigma_2;\quad \sigma_2 - \nu\,\sigma_1;\quad -\nu\,(\sigma_1 + \sigma_2),$$

która jest liczbowo największa. Po wstawieniu wartości z [12] otrzymujemy wyrażenia

$$\frac{1-\nu}{2}\left(\sigma_x + \sigma_y\right) + \frac{1+\nu}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\,\tau^2},$$

$$\frac{1-\nu}{2}\left(\sigma_x + \sigma_y\right) - \frac{1+\nu}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\,\tau^2},$$

$$-\frac{\nu}{2}\left(\sigma_x + \sigma_y\right)$$

z których największe co do wartości bezwzględnej określa wytężenie materiału. W przypadku praktycznie najczęstszym $\sigma_y = 0$, $\sigma_x = \sigma \neq 0$ i $\tau \neq 0$ znajdujemy na podstawie powyższego

$$\sigma_{red} = \frac{1-\nu}{2}\,\sigma + \frac{1+\nu}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2} \qquad [13]$$

Wśród inżynierów francuskich była aż poza koniec wieku XIX zakorzeniona wiara, że ν ma dla wszystkich materiałów izotropowych wartość ¼ podaną niegdyś przez *Poisson'a*. Stosownie do tego podawano w podręcznikach francuskich, a za nimi i w naszych wzór [13] w postaci

$$\sigma_{red} = \frac{3}{8}\,\sigma + \frac{5}{8}\sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2} \qquad [14]$$

W piśmiennictwie technicznym niemieckim, a po części i w naszym uwzględniono rzeczywistą wartość średnią dla stali konstrukcyjnej $\nu = 0{,}3$, wobec czego zalecano wzór

$$\sigma_{red} = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2} \qquad [15]$$

bardziej złożony od wzorów dokładniejszych znacznie z obu poprzednich paragrafów.

DZIAŁ SPAWALNICZY

Dobór materiałów na części zaworu butli tlenowej *)

W praktyce użytkowania butli tlenowych zdarzają się od czasu do czasu wypadki zapalenia się zaworów połączone nie rzadko z ciężkimi obrażeniami ciała osób z obsługi i otoczenia. Zapalanie zwykle następuje na skutek zbyt szybkiego otwierania zaworów. Wobec tego zachodzi pytanie, czy przez odpowiedni dobór materiałów na zawory nie można byłoby całkowicie wyeliminować tego rodzaju wypadków, lub w każdym razie zmniejszyć prawdopodobieństwo ich zachodzenia?

Aby odpowiedzieć na to pytanie, opiszemy naprzód konstrukcję zaworu tlenowego typu rosyjskiego, a następnie rozpatrzymy przyczyny, które wywołują zapalenie się zaworu.

Zawór tlenowy (rys. 1) składa się z trzonu *a*, którego dolna część nagwintowana *A*, o lekkim stożku, jest wkręcona w butlę, a boczny króciec *B* służy do przyłączenia przewodów, odbierających tlen z butli. Przejście tlenu od *A* do *B* jest zamknięte korkiem gwintowanym *b* o wkładce *c*, która powinna dobrze nadawać się do szczelnego zamykania otworu. Korek *b* obracany jest tuleją kwadratową *d*, obejmującą z jednej strony główkę kwadratową *e* korka *b*, a z drugiej strony — takie same kwadratowe zakończenie wrzeciona *f*, obracanego za pomocą kółka zaworowego *g*. Aby gaz, który gwintem korka *b* może uchodzić do górnej części zaworu, nie mógł wydostać się na zewnątrz, zawór posiada dławik *h*, dociskający uszczelkę *k*, gumową lub fibrową.

Normalnie wszystkie części zaworu są wykonane z mosiądzu prasowanego; ostatnio wrzeciono bywa wykonywane także ze stali nierdzewnej, zaś wkładka *c* — z ebonitu. Ponieważ o ebonit odpowiednio twardy jest obecnie trudno, próbuje się stosować aluminium, lub miedź. W Związku Radzieckim z reguły stosowano wkładkę z miedzi, aczkolwiek dobrą szczelność w tym wypadku jest trudniej uzyskać, gdyż miedź szybko się utwardza, a dokręcenie szczelne korka b wymaga wówczas dużego wysiłku fizycznego. Na uszczelkę *k* stosuje się gumę lub fibrę.

Jak teraz powstaje zapalenie się zaworu?

To zapalenie, jak praktyka wykazuje, zdarza się tylko przy nagłym otwarciu zaworu. Ponieważ maksymalne ciśnienie w butli wynosi 150 at., można byłoby przypuszczać, że nagły wzrost ciśnienia

*) Streszczenie art. „O wospłamienjajemnosti wentilej Kisłorodnych bałłonow", *inż. W. S. Czerniak i inż. S. G. Guzow*, Awtogiennoje Dieło, Nr. 1, 1947, z pewnymi uzupełnieniami.

od 1 do 150 at, wewnątrz zaworu może spowodować wzrost temperatury wystarczający do zapalenia się mosiądzu. Jaki może być maksymalny wzrost temperatury?

Zakładając w pierwszym przybliżeniu, że przy szybkim otwieraniu wzrost ciśnienia odbywa się momentalnie, można określić wielkość podniesienia się temperatury gazu wewnątrz zaworu z równania adiabatycznego sprężenia gazu:

$$p \cdot v^k = const.$$

i równania stanu idealnego gazu:

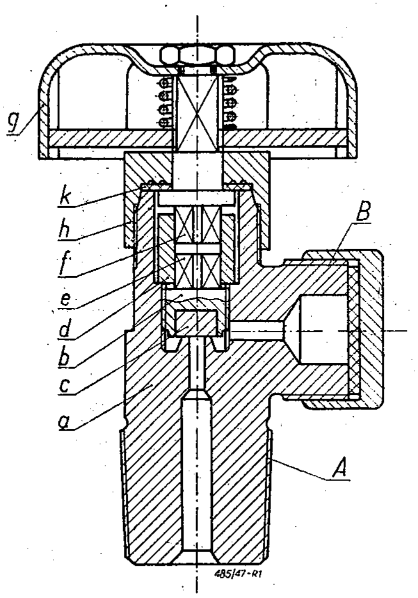
$$p \cdot v = RT$$

Z tych równań otrzymujemy, jak wiadomo, dla temperatur bezwzględnych T_1 przed i T_2 po sprężeniu zależność:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Przy $p_1 = 1$ at; $p_2 = 150$ at; $T_1 = 273^0 + 20^0 = 293^0$ i $k = 1{,}41$, otrzymujemy: $T_2 = 1258^0$, czyli

$$t_2 = T_2 - 273^0 = 985^0.$$



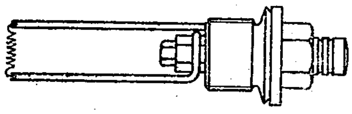
Rys. 1. Zawór butli tlenowej, używany w związku Radzieckim. A — stożek gwintowany do wkręcania w szyjkę butli, B — króciec do przyłączania reduktora ciśnienia. a — trzon zaworu, b — korek, c — wkładka, d — tulejka prostokątna, e, f — łeb kwadratowy, g — kółko zaworu, h — dławik, k — uszczelka.

W rzeczywistości ta temperatura będzie znacznie niższa, ponieważ nie można uważać, ażeby proces ten odbywał się momentalnie — chociaż korek zaworu podnosi się bardzo szybko. Będzie więc miało miejsce częściowe pochłanianie ciepła przez części składowe zaworu, co uniemożliwia wytworzenie się tak wysokiej temperatury. Doświadczenia przeprowadzone przez prof. *Keel'a* (Szwajcaria) pokazały, że przy raptownym otwarciu, temperatura gazu wewnątrz zaworu dochodzi do ok. 400° C.

Natomiast daleko bardziej prawdopodobne jest, że przyczyną zapłonu jest iskra elektryczna. Prace całego szeregu badaczy (*Rimarski* i *Friedrich*, *Leonard* i in.) wykazały, że przy przepływie wilgotnych gazów przez zawór powstają na skutek tarcia napięcia elektryczne, które przy pewnych warunkach mogą rozładować się w postaci iskier.

Wielkość ładunku (napięcia) zależy od szybkości przepływu, wilgotności i temperatury gazu, temperatury otaczającego ośrodka i położenia butli. Od rodzaju gazu i od jego fizycznych własności napięcie prawie nie zależy.

W doświadczeniach *Rimarskiego* i *Friedricha* istnienie ładunku stwierdzono na metalowych siatkach, ustawionych na drodze płynącego wilgotnego gazu, przy czym napięcie dohodziło do 9000 volt.



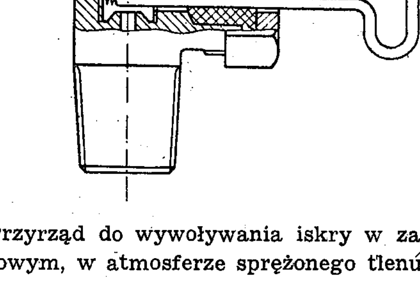
Rys. 2. Zapalnik do badań butli acetylenowych na zapłon.

Zagadnienie, w jakim stopniu stosowanie tych lub innych materiałów na części zaworu wpływa — w razie zjawienia się iskry wewnątrz zaworu — na zapalenie się zaworu, zajęło się ostatnio laboratorium jednego z zakładów *Autogenpromu* w Związku Radzieckim.

Według autorów, inżynierów *Czerniaka* i *Guzowa*, wadami zaworu tlenowego stosowanego w ZSRR, przedstawionego na rys. 1, są:

1) wkładka *c* korka *b*, wykonywana z miedzi szybko utwardzającej się, wymagająca znacznego wysiłku ze strony spawacza przy zamykaniu i otwieraniu zaworu, a jednak nie gwarantująca całkowitej jego szczelności w stanie zamkniętym;

2) nieodpowiednia jakość fibrowej podkładki *k*, powodującej ucieczkę gazu przez dławik przy środkowym, a czasem nawet i przy skrajnym górnym położeniu korka.



Rys. 3. Przyrząd do wywoływania iskry w zaworze tlenowym, w atmosferze sprężonego tlenu.

Pracę nad usunięciem tych wad przez ewentualną zmianę wkładki miedzianej przez wkładkę z masy plastycznej, wymagały wykonania prób nad

zachowaniem się różnych materiałów w razie zjawienia się iskry wewnątrz zaworu. Przy okazji zbadano, jaką odporność wykazują materiały innych części na rozszerzanie się zapłonu.

Zbadano wpływ na zapalanie się zaworu następujących czynników:

a) stan powierzchni podkładki fibrowej;

b) materiał wkładki uszczelniającej (miedź i ebonit);

c) materiał wrzeciona (mosiądz, stal nisko węglowa i stal nierdzewna),

d) materiał pozostałych części składowych (mosiądz, stal, żeliwo),

e) obróbka powierzchni części stalowych (azotowanie, cynkowanie, malowanie),

f) obecność wewnątrz zaworu obcych ciał (opiłek i innych cząstek stałych).

Metoda przeprowadzania badań.

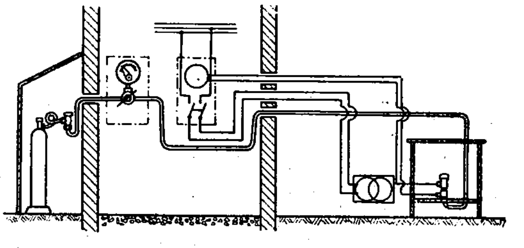
Jak już powiedziano powyżej, przyczyną zapłonu zaworów może być gwałtowna zmiana ciśnienia tlenu lub iskra elektryczna, wywołująca miejscowe nagrzanie wewnętrznych części tych zaworów.

W wyniku badań różnych konstrukcji zapalników elektrycznych najpewniejszym okazał się zapalnik przedstawiony na rys. 2, używany przy badaniu butli acetylenowych na zapłon. Ze względu jednak na małe wymiary zaworów tlenowych i konieczność zachowania wewnątrz zaworu wszystkich jego części w normalnym położeniu roboczym, było niemożliwe zastosować zapalnik wyżej przytoczonej konstrukcji; trzeba było zastosować nieco zmienioną konstrukcję, przedstawioną na rys. 3. Zapalnik ten składa się z miedzianego pręta 1, wprowadzonego do komory roboczej przez dławik 3 i specjalną kilkuwarstwową uszczelkę 4, przeznaczeniem której jest izolować pręt i uszczelniać komorę. Przy końcu pręta jest umocowany spiralny drucik żarzeniowy 2, wykonany z drutu o dużym oporze elektrycznym, dotykający drugim końcem trzpienia zaworu 5. Do haka pręta doprowadza się za pomocą giętkiego przewodu prąd elektryczny. Drugi biegun źródła prądu jest dołączony do płytki metalowej, w której wkręcony jest badany zawór. Przy przepuszczaniu prądu elektrycznego przez obwód drucik spiralny rozżarza się i spala w atmosferze sprężonego tlenu. Ponieważ zjawisko to ma przebieg prawie momentalny, otrzymuje się efekt podobny do iskry elektrycznej.

O ile można było sądzić na podstawie przeprowadzonych doświadczeń, spalanie się spiralnego drucika i zapalanie się zaworu odbywa się prawie momentalnie, w chwili zamykania obwodu. Można więc sobie wyobrazić, że proces zapłonu składa się z dwóch niezależnych okresów: w pierwszej chwili ciepło spalonego drucika spiralnego idzie tylko na wyrównanie temperatury między stopionym metalem a objętością gazu, zawartą wewnątrz zaworu, w chwili zaś następnej ogrzany gaz przekazuje część swego ciepła częściom zaworu.

Drucik żarzeniowy tak dobrano, aby temperatura, wywiązująca się wskutek jej spalania w atmosferze sprężonego tlenu wynosiła mniej więcej tyle, ile daje obliczenie, wykonane wyżej, tj. ok. 1000°. Starano się bowiem o wytworzenie takich samych warunków cieplnych, jakie w rzeczywistości otrzymuje się przy raptownym otwarciu zaworu. Ponieważ i w jednym i w drugim wypadku nie uwzględniano strat ciepła przez przewodnictwo części metalowych zaworu, stworzono warunki podobne. Z obliczenia, które tu pomijamy, przy założeniu, że drucik żarzeniowy wykonany jest ze stali stopowej Cr — Al i posiada grubość 0,35 mm, otrzymano jej długość: 25 mm.

Płytka metalowa, do której wkręcano badane zawory, była zamocowana wewnątrz skrzynki metalowej, mającej na celu ograniczyć możliwość rozpryskiwania się iskier i rozrzutu metalowych części, nie do uniknięcia przy zapalaniu się w atmosferze sprężonego tlenu. Ze względów bezpieczeństwa skrzynia ta była ustawiona na otwartej przestrzeni w odległości ok. 15 m od najbliższych budynków. Na rys. 4 przedstawiony jest ogólny schemat stanowiska doświadczalnego.



Rys. 4. Urządzenie do prób zaworów butli tlenowych na zapłon przy ciśnieniu tlenu 150 at. 1 — butle z tlenem, 2 — zawór na stanowisku eksperymentalnym, 3 — manometr, 4 — włącznik prądu, 5 — woltomierz, 6 — transformator, 7 — zawór próbowany, 8 — płyta ochronna, 9 — skrzynia żelazna, 10 — przewody do tlenu.

Z szeregu butli tlenowych 1, połączonych wspólnym przewodem wylotowym umieszczonym dla bezpieczeństwa również w żelaznej komorze, tlen przepływa przez zawór 2 przy stanowisku eksperymentatora, wzdłuż miedzianej rurki 10, długości ok. 30 m, do płytki 8 zamkniętej w skrzyni 9, a przez nią do badanego zaworu 7. Prąd doprowadzono z sieci do transformatora, poprzez wyłącznik 4, a ze strony niskiego napięcia do transformatora dołączono obwód zapalnika zaworu. Napięcie odczytywano na voltomierzu 5, a ciśnienie tlenu dopływającego do zaworu na manometrze 3.

Badaniu poddawano zawory zbudowane przy najrozmaitszych kombinacjach co do materiału części składowych (mosiądz, stal automatowa, stal nierdzewna, żeliwo, miedź, ebonit). Wszystkich kombinacji zbadano 11, jak to podaje tablica 1.

Pierścień uszczelniający dławik we wszystkich doświadczeniach był wykonany z fibry. W celu określenia wpływu stanu powierzchni fibry na jej zapalanie się, dla pewnej części doświadczeń powierzchnię uszczelki sztucznie zrobiono szorstką. Celem stwierdzenia możliwości częściowej zamiany mosiądzu, przeprowadzono serię doświadczeń ze złożonymi trzonami, górną część których wykonywano z mosiądzu, a część środkową i dolną ze stali o niskiej zawartości węgla.

TABLICA 1.

Wyniki prób na zapalanie się zaworu tlenowego przy stosowaniu różnych materiałów na jego części składowe.

Nr. grupy kombinacji	Materiał części składowych zaworu						Ilość przeprow. doświadczeń	Zapłon nie nastąpił		Spaliła się tylko fibra lub ebonit		Spaliły się lub stopiły się części metalowe	
	trzon zaworu	korek	wkładka korka	tuleja	wrzeciono	dławik		ilość	%	ilość	%	ilość	%
1	moś.	moś.	miedź	moś.	moś.	moś.	12	9	75	2	17	1	8
2	,,	,,	,,	,,	,,	stal	13	7	54	1	8	5	38
3	,,	,,	,,	,,	stal	,,	15	8	54	2	13	5	33
4	,,	,,	ebon.	,,	,,	,,	6	1	17	4	66	1	17
5	,,	,,	,,	stal	,,	,,	8	0	0	5	63	3	37
6	,,	stal	,,	,,	,,	,,	3	0	0	1	33	2	67
7	,,	,,	miedź	,,	,,	,,	5	1	20	1	20	3	60
8	żeliw.	moś.	,,	,,	,,	,,	1	0	0	0	0	1	100
9	,,	,,	,,	moś.	,,	,,	1	0	0	0	0	1	100
10	,,	,,	ebon.	stal	,,	,,	3	0	0	1	33	2	67
11	stal	,,	miedź	moś.	moś.	moś.	12	7	59	1	8	4	33
12	,,	,,	,,	stal	stal	stal	3	0	0	0	0	3	100
13	,,	stal	,,	moś.	,,	,,	5	0	0	2	40	3	60
14	,,	,,	ebon.	stal	,,	,,	2	0	0	0	0	2	100

Uwaga: moś. = mosiądz, ebon. = ebonit.

Pozatym dodatkowo sprawdzono wpływ na zapalanie się: materiału wrzeciona (stal o niskiej zawartości węgla lub stal nierdzewna), różnych sposobów ochrony zewnętrznych części stalowych (azotowanie, cynkowanie, malowanie) oraz wpływ zanieczyszczeń cząsteczkami stałymi (rdzy, gumy itp.).

Wyniki doświadczeń

Przeprowadzono razem 164 próby. W 51 wypadkach nie nastąpiło zapalenie się drucika żarzeniowego (zły kontakt), 24 próby miały znaczenie pomocnicze; wyniki pozostałych 89 prób, w których miało miejsce zapalenie się drucika żarzeniowego przedstawiono na tablicy 1.

Wpływ materiałów poszczególnych części zaworu na ich zapalanie się przedstawiony jest w tablicy 2.

Analiza wyników.

Przy analizie wyników przeprowadzonych doświadczeń, należy mieć na względzie, że warunki badań były bardzo ostre i rzadko spotykane w życiu praktycznym, ponieważ przy przestrzeganiu podstawowych zasad obchodzenia się z butlami (powolne otwieranie zaworu i uprzednie przedmuchanie nagwintowanej nasadki przed przymocowaniem reduktora), możliwość powstania impulsu wywołującego zapalenie jest prawie wyłączona. W związku z tym, ocenę prawdopodobieństwa zapłonu zaworu przy różnych kombinacjach materia-

TABLICA 2.

Wpływ materiałów poszczególnych części zaworu tlenowego na łatwość zapłonu.

Oznaczenia z rys 1	Nazwa poszczególnych części	Materiał	Ilość przeprow. doświadczeń	Zapalenie nie nastąpiło		Częściowe zapalenie lub stopienie		Całkowite spalenie	
				ilość	%	ilość	%	ilość	%
k	uszczelka dławika	fibra gład.	39	27	69	9	23	3	8
		fibra chrop.	27	12	44	5	19	10	37
c	wkładka korka	miedź	66	64	97	0	0	2	3
		ebonit	23	2	9	2	9	19	82
f	wrzeciono	miedź	18	12	67	6	33	0	0
		stal nierdz.	28	13	46	15	54	0	0
		stal autom.	18	9	50	8	44	1	6
a	trzon zaworu	mosiądz	35	32	91	3	9	0	0
		stal	10	9	90	1	10	0	0
		żeliwo	5	1	20	4	80	0	0
		stal	16	3	19	13	81	0	0
h	dławik	mosiądz	10	7	70	3	30	0	0
		stal	54	22	41	31	57	1	2
	tulejka	mosiądz	33	30	91	2	6	1	3
		stal	27	16	59	8	30	3	11
b	korek	mosiądz	39	32	82	7	18	0	0
		stal	14	7	50	4	29	3	21

łów części składowych nie należy przeprowadzać na podstawie absolutnych wyników, lecz przez porównanie z zachowaniem się w tychże warunkach grupy I-szej (wszystkie części składowe wykonane z mosiądzu i wkładka korka z miedzi). Mając wyżej powiedziane na uwadze, można dojść do następujących wniosków:

1) W większości wypadków zapalenie rozpoczyna się od fibrowej uszczelki dławika wrzeciona, przy czym stan powierzchni uszczelki ma ważne znaczenie. W tych wypadkach, kiedy górna warstwa fibry była uszkodzona (na skutek tarcia lub sztucznego doprowadzenia do stanu chropowatego), fibra zapalała się znacznie częściej i w większości wypadków spalała się całkowicie, podczas gdy przy równej powierzchni podkładki przeważały częściowe nadpalenia.

2) Zastosowanie, jako materiału na wkładkę korka, zwykłych gatunków ebonitu — znacznie podnosi łatwozapalność zaworu, podczas gdy wkładka z miedzi jest w wysokim stopniu ognioodporna. Należy jednak mieć na uwadze, że zagranicą *) stosuje się zawory tlenowe z wkładkami z ebonitu lub mas plastycznych.

3) Zastosowanie nierdzewnych stali o niskiej zawartości chromu na wrzeciono nie wpływa w sposób wyraźny na odporność wrzeciona przeciwko zapłonom. Jednak przy wykonaniu wrzecion z nierdzewnej stali łatwiej jest otrzymać zupełnie równą powierzchnię (na której opiera się uszczelka), niż przy wrzecionach wykonanych z miękkiej stali poddanej przeciw korozyjnemu azotowaniu. Niedość gładka powierzchnia utrudnia obracanie się wrzecion i ściera uszczelkę, co zmniejsza odporność zaworu na zapalanie się.

4) W wypadku wykonania wszystkich części składowych ze stali o niskiej zawartości węgla (wrzeciono, tulejka, korek, dławik), odporność na zapłon tych części, jak również zaworu w całości, znacznie spada. W tym wypadku nawet obróbka ochronna przeciwkorozyjna (azotowanie, elektrolityczne cynkowanie) wcale nie polepsza odporności tych części przeciwko zapłonom.

5) Obecność w komorze roboczej zaworu stalowych opiłek, drobnych cząstek fibry, ebonitu lub innych łatwozapalnych materiałów, pogarsza odporność zaworów przeciw zapłonom i w znacznym stopniu powiększa zniszczenie.

6) Stalowe i żeliwne trzony zaworowe w wypadku powstania zapłonu są bardzo niebezpieczne, ponieważ w tym wypadku płomień przedostaje się nie tylko do dławika, lecz również atakuje ściankę trzonu, tak że zniszczenia w tych wypadkach są bardzo znaczne.

*) Między innymi i w Polsce.

Wnioski.

Przy opracowywaniu zaworu tlenowego o konstrukcji racjonalnej należy wziąć pod uwagę, stosownie do opisanych wyżej wyników badań, co następuje:

Najmniej odporności pod względem zapłonu wykazują zawory tlenowe, w których stosuje się fibrę, ebonit itp. materiały o niskiej temperaturze zapłonu. Dużą rolę odgrywa przy tym jakość tych materiałów i stan ich powierzchni. Z tego też względu konieczne jest opracowanie specjalnych warunków dla tych materiałów, ze specjalnym uwzględnieniem wymagań co do jednolitego składu (dla fibry konieczność wykonania z czystej celulozy, dla ebonitu brak wtrąceń siarki). Jednocześnie konieczne jest wyjaśnić możliwość zastosowania do tego celu mas plastycznych.

Należy wreszcie dodać, że z punktu widzenia podwyższenia odporności zaworów na zapłon, duże zalety posiadają niewątpliwie zawory przeponowe (membranowe), pod warunkiem odpowiedniego wykonania pod względem celowości konstrukcji i jakości wyrobu.

3) przy konstruowaniu nowych typów zaworów należy postawić jako obowiązujący warunek, aby trzon i wszystkie części (poza wrzecionem, dławikiem i wkładką korka) znajdujące się wewnątrz komory zaworowej, były wykonane z metali kolorowych. Wrzeciono powinno być ze stali nierdzewnej. Zagadnienie uszczelki i wkładki korka powinno być rozstrzygnięte osobno, jak o tym powiedziano poprzednio.

4) Możliwość przypadkowego nagłego otwarcia zaworu zależy w dużym stopniu od jakości wykonania części składowych, a zwłaszcza od gwintu korka i trzonu, oraz od stanu powierzchni wrzeciona pod uszczelką dławika. Ta okoliczność powinna być specjalnie uwzględniona przy konstruowaniu nowyh zaworów.

(B. S. i Z. D.)

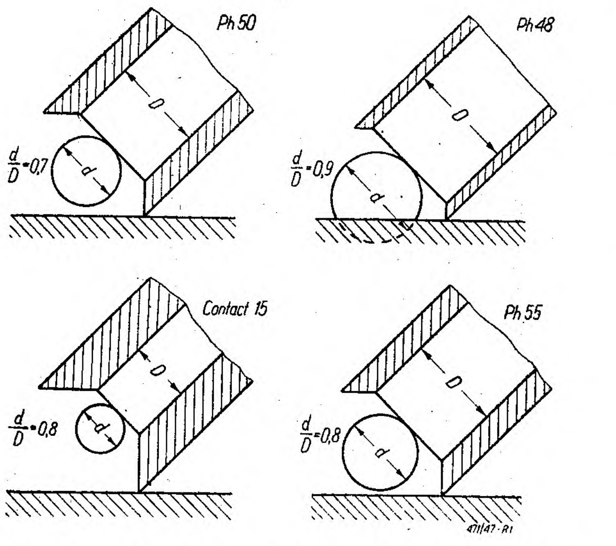
Spawanie łukowe dotykowe

Pod tym niezupełnie właściwym tytułem *(contract arc welding)* znana firma holenderska *Philips* z Endhoven w Holandii propaguje elektrody swego wyrobu, odznaczające się tą własnością, że podczas spawania koniec elektrody spoczywa stale na powierzchni metalu.

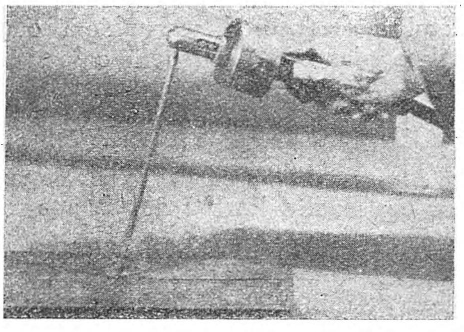
Normalnie koniec elektrody musi być utrzymywany w stałej odległości od przedmiotu, równej mniej więcej średnicy elektrody. Ponieważ spawa się przeważnie elektrodami o średnicy 3 — 4 mm, prowadzenie elektrody w tak bliskiej odległości od kąpieli metalu stanowi pewną trudność. Przy naturalnym drganiu ręki i stałym odrywaniu się kropel z końca elektrody łatwo może się zdarzyć, że elektroda przylgnie do przedmiotu a gdy łuk gaśnie, elektroda więźnie w stygnącym szybko metalu i trudno ją następnie oderwać; utrzymywanie zaś zbyt długiego łuku i wahania w napięciu łuku odbijają się na jakości spoiny. Wszyscy początkujący spawacze, znają aż nadto dobrze te trudności. Wprawni spawacze operują łukiem z łatwością, ale i dla nich byłoby ułatwieniem, żeby elektrodę można było poprostu prowadzić po powierzchni metalu, bez troszczenia się o długość łuku.

Dlatego elektrody dotykowe *Philipsa* niewątpliwie stanowią postęp, upraszczając prowadzenie ręczne elektrody.

Oczywiście wprowadzenie tych elektrod do użytku nie zmienia istoty spawania, jak to wskazuje rys. 1, gdyż elektroda dotyka metalu nie rdzenem, lecz otuliną i cały wynalazek polega na takim dobraniu stosunku średnicy

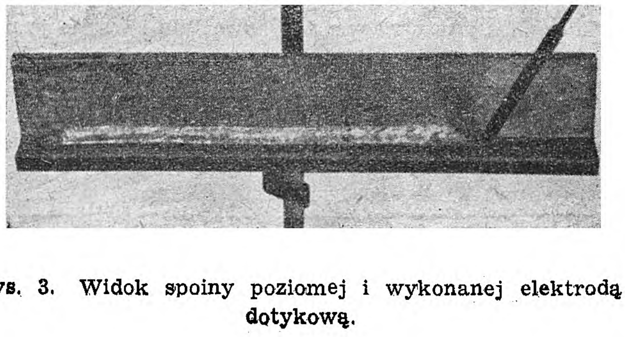


Rys. 1. Z pośród 4 typów elektrod, przedstawionych schematycznie na tym rysunku, tylko typy *Ph*48 *i* *Ph*55 mogą być użyte, jako „dotykowe".



Rys. 2. Po dotknięciu elektrodą przedmiotu włącza się prąd przez naciśnięcie kontaktu w uchwycie.

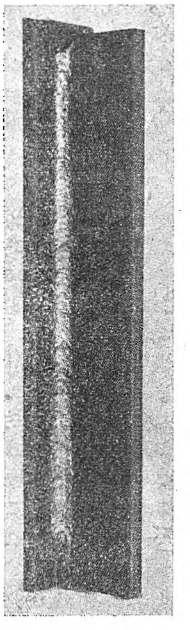
rdzenia do grubości otuliny, aby przy normalnym położeniu elektrody pod kątem 45°, elektroda dotykała metalu tylko otuliną. Przy przechodzeniu kropel z elektrody do kąpieli metalu mogą się tworzyć krótkie spięcia, gdy kropla już dotyka kąpieli, a jeszcze szyjką łączy się z końcem elektrody, ale te zwarcia są bardzo krótkotrwałe. Gdy metal przechodzi z elektrody na przedmiot drobniutkiemi kropelkami, to zjawisko wogóle nie występuje i tego rodzaju



Rys. 3. Widok spoiny poziomej i wykonanej elektrodą dotykową.

elektrody lepiej nadają się na elektrody dotykowe niż te, które topią się grubemi kroplami.

Na rys. 1 pokazano w sposób schematyczny, że elektrody typu *Ph.* 48 nie może być użyta jako dotykowa, gdyż w tych warunkach łuk nie mógłby się jarzyć, elektroda *Ph* 55 jest również jeszcze nieodpowiednia, natomiast elektrodami *Ph* 50 *i Contact* 15 spawanie dotykowe jest możliwe. Ponieważ przy stosunkowo grubej otulinie średnica rdzenia metalowego (drutu) wypada niewielka, wytwórcy tych elektrod umieścili część metalu w otulinie; przy spawaniu elektrodą *Contact* 15 połowę metalu dostarcza rdzeń, a drugą połowę — otulina. Dzięki temu średnica rdzenia tej elektrody została zmniejszona do 2 : 2 = 0,7 średnicy rdzenia elektrody o zwykłej otulinie, tej samej wydajności.



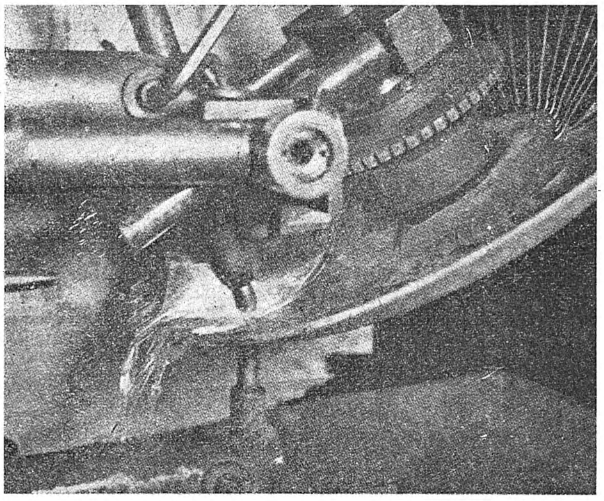
Rys. 4. Widok spoiny pionowej, wykonanej elektrodą dotykową.

Zajarzanie tej elektrody odbywa się w ten sposób, że po przyłożeniu końca elektrody do metalu w miejscu żądanym włącza się prąd na uchwycie elektrody i po upływie ok. 1 sekundy, gdy prąd osiąga natężenie ok. 1 amp. następuje gwałtowny wzrost natężenia i łuk zajarza się już w normalnej wielkości.

Elektrody dotykowe mogą się okazać szczególniej pożyteczne przy spawaniu w trudnych położeniach, w miejscach trudno dostępnych w pozycji pionowej i nad głową. Elektrody te nie są wytwarzane o średnicach większych niż 3 i 4 mm, gdyż otuliny wypadają wtedy zbyt grube i przy topieniu wytwarza się żużel tak obficie, że spawanie staje się utrudnione. (Welding Engineer, styczeń 47).

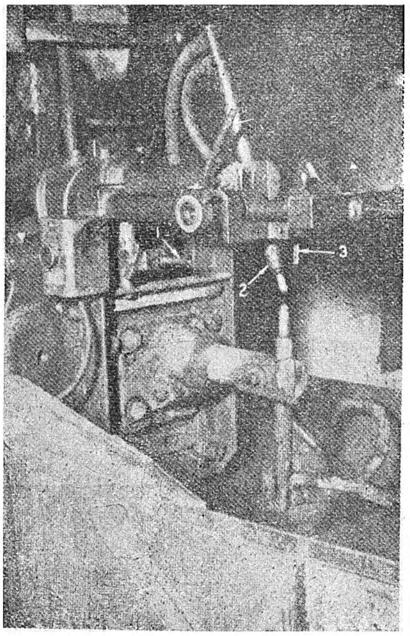
Zgrzewanie punktowe z polewaniem wodą

Sposób ten zastosowała z powodzeniem f. *American Filter Co.* w produkcji filtrów Roto-Clone, zawierających wirniki zaopatrzone w łopatki, na podobieństwo wirników turbinowych. Jest to tarcza wklęsła grub. ok. 3 mm (1/8") ze stali miękkiej, łopatki zaś grubości, ok. 1,3 mm (0,05") wykonane są ze stali walcowanej na zimno. Ostatnio zaczęto stosować do wyrobu łopatek stal nierdzewną. Łącze-



Rys. 1 — Palec (na lewo) nacięty odpowiednio do ustalania położenia łopatki, oraz górna elektroda, stanowiąca uchwyt łopatki przy wykonaniu pierwszego punktu. Ilustracja przedstawia moment, gdy — po otwarciu dopływu wody — rozpoczyna się zgrzewanie.

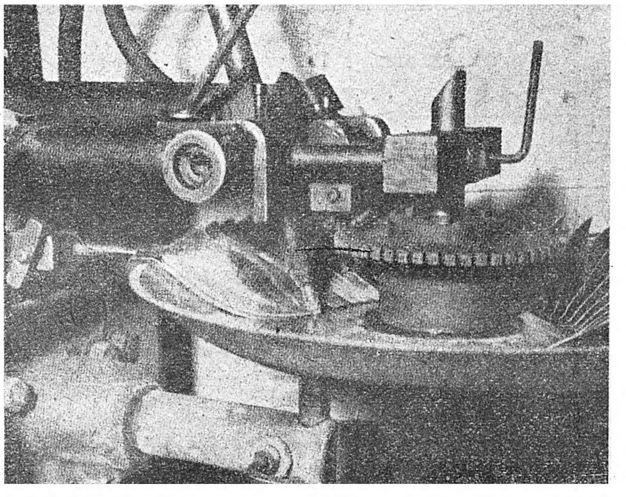
nie łopatek z tarczą zapomocą nitowania nie dawało dobrych wyników, gdyż trudno było osiągnąć dokładne ustawienie łopatek i wyważenie wirnika, co przy szybkości obwodowej dochodzącej do 5000 m. na minutę ma duże znaczenie. Zastosowanie zgrzewania punktowego dało pod



Rys. 2.
1 — palec przytrzymujący krawędź łopatki.
2 — przewód wodny umocowany do górnej elektrody.
3 — łapka o przekroju prostokątnym wsuwająca się do odpowiedniego wycięcia na kole podziałowym w celu zachowania właściwego położenia łopatek.

tym względem rozwiązanie zadawalające, jednak duża różnica w grubości tarczy i łopatek była powodem, że łopatki ulegały przepaleniu. Zastosowanie polewania wodą miejsc zgrzewanych w czasie operacji rozwiązało te trudności, jednocześnie trwałość samych elektrod podniosła się 10 — 15-krotnie. Do zgrzewania stosuje się punktarkę o mocy 20 kW, 220 V, zaopatrzoną w regulator elektronowy o zakresie 0 ÷ 1,25 sek. Ukształtowanie odpowiednie końcówki elektrody jest bardzo ważne w zgrzewaniu punktowym.

Pierwsza łopatka jest przynitowana i służy jako prowadnica przy zgrzewaniu następnej. Położenie łopatki jest ustalane zapomocą „palca" przytrzymującego wystający na zewnątrz występ łopatki (rys. 1); obrót tarczy o odpowiedni kąt jest zapewniony przez zapadkę umocowaną na maszynie (rys. 2), która wchodzi w otwór koła podziałowego o nacięciach prostokątnych, widocznych na rys. 1 i 3. Po wykonaniu pierwszych punktów zgrzewanych na wszystkich łopatkach, uchwyt na którym jest umocowany przedmiot przestawia się ruchem po łuku w położenie od-



Rys. 3. - Wykonywanie następnych punktów zgrzewanych odbywa się przy ruchu po łuku koła uchwytu wraz z przedmiotem bez udziału przyrządów, pokazanych na rys. 2.

powiednie do wykonania następnych punktów, przyczem ustalanie położenia łopatki zapomocą „palca" i koła podziałowego jest już zbyteczne (rys. 3). Na rys. 2 widoczne jest położenie palca opierającego się na łopatce i zapadki wchodzącej do odpowiedniego wykroju na kole podziałowym, w stosunku do elektrod.

Ponieważ do wykonania ostatniej łopatki nie ma dość miejsca dla elektrod, ostatnia łopatka, tak jak pierwsza, jest nitowana. Zmniejszenie kosztów przy zastosowaniu zgrzewania wynosi 60% w stosunku do nitowania.

Woda jest doprowadzana wężem gumowym o średnicy 20 m, umocowanym do górnej elektrody, tak że strumień wody dopływa na wysokości ok. 50 mm nad punktem zgrzewanym.

(Welding Journal, Nr. 3/47).

inż. Z. D.

STATYSTYKA G. Ż. P. M.

WYTWÓRCZOŚĆ W TYSIĄCACH ZŁOTYCH WG CEN 1937 R.

Zjednoczenie Przemysłu	1947 rok		Październik i Listopad	1947 r. III kw.	% października i listopada do III kwart.
	Październik	Listopad			
Zjedn. Przem. Obrabiarkowego					
Grupa Obrabiarkowa	3729,7	4076	7805,7	8079	86,9
Grupa Narzędziowa	1500	1533,3	3033,3	4204	72,1
Zjedn. Przem. Precyzyjnego i Optycznego	1230,5	1258,4	2488,9	3400	73,2
„ „ Maszyn Rolniczych — Łódź	2552,9	2421,4	4974,3	6171	80,6
„ „ Maszyn Rolniczych — Bydgoszcz	1597,4	1377,7	2975,1	4507	66
„ „ Taboru i Sprzętu Kolejowego	31720,4	32244,5	63964,9	80709	79,2
„ „ Maszynowego	4362,9	4609,5	8972,4	12525	71,2
„ „ Motoryzacyjnego	2691,5	2733,9	5425,4	8639	62,8
Państw. Zakł. i Warszt. Samochodowe	1199,9	1318,1	2517,5	2757	91,3
Zjedn. Przem. Odlewniczego — Radom	2406,4	2279,1	4685,5	6186	76,7
„ Przem. Odlewniczego — Kraków	3447,6	3459	6906,6	9073	76,1
„ Pol-F-k Śrub, Nitów i Części Kutych	4399,1	4269	8668,1	12050	71,9
„ Przem. Wyrobów z Blachy — Kielce	1287,1	1093,2	2380,3	3388	70,2
„ Przem. Wyrobów z Blachy Bytom	3938	3393	7331	11080	66,1
„ Pol-F-k Drutu, Gwoździ i Wyr. z Drutu	4880,2	4611,5	9491,7	15024	63,1
„ Przem. Wyrobów z Metali Kolorowych	—	—	—	—	—
„ „ Mebli Stalowych i Okuć Budowl.	1077,1	1276,9	2354	2942	80
„ „ Kotlarskiego	4897,3	5178,7	10076	12991	77,5
„ „ Budowy Maszyn Włókienniczych	1532,1	1510,4	3042,5	3450	88,1
Razem	78449,6	78643,6	157093,2	208075	75,4

ZATRUDNIENIE ZA PAŹDZIERNIK I LISTOPAD 1947 R.

Zjednoczenie Przemysłu	1947 rok						% porówn. zatrud. listopada do września
	Wrzesień		Październik		Listopad		
	ilość zakładów	ilość zatrud.	ilość zakładów	ilość zatrud.	ilość zakładów	ilość zatrud.	
Zjedn. Przem. Obrabiarkowego							
Grupa Obrabiarkowa	12	7427	12	7091	12	7014	94,4
Grupa Narzędziowa	9	2364	9	2213	9	2225	94,1
„ „ Precyzyjnego i Optycznego	17	4038	17	3787	17	3799	94
„ „ Maszyn Rolniczych — Łódź	16	4792	16	5295	16	5346	111,5
„ „ Maszyn Rolniczych — Bydgoszcz	13	3629	11	3220	11	3133	86,3
„ „ Taboru i Sprzętu Kolejowego	12	30747	12	29065	12	29611	96,3
„ „ Maszynowego	19	8870	19	8370	18	8181	92,2
„ „ Motoryzacyjnego	15	6418	14	6199	14	6230	97
„ „ Odlewniczego — Radom	13	5176	13	5092	13	5172	99,9
„ „ Odlewniczego — Kraków	21	7687	21	7784	21	7896	102,7
„ Pol-F-k Śrub, Nitów i Części Kutych	15	7669	15	7056	14	7103	92,6
„ Przem. Wyrobów z Blachy — Kielce	9	2944	10	2713	10	2792	94,8
„ Przem. Wyrobów z Blachy Bytom	15	7670	15	7317	16	7331	95,5
„ Pol-F-k Drutu, Gwoździ i Wyr. z Drutu	13	7534	13	7165	13	7230	95,9
„ Przem. Mebli Stalowych i Okuć Budowl.	16	2261	16	2127	15	2093	92,5
„ „ Kotlarskiego	17	6332	17	6013	17	6163	97,3
„ „ Budowy Maszyn Włókienniczych	10	3209	10	4005	10	3853	120
Państw. Zakł. i Warszt. Samochodowe	9	3138	9	3375	9	3380	107,7
Razem	251	121905	249	117887	247	118552	97,2

WYTWÓRCZOŚĆ NIEKTÓRYCH WAŻNIEJSZYCH WYROBÓW

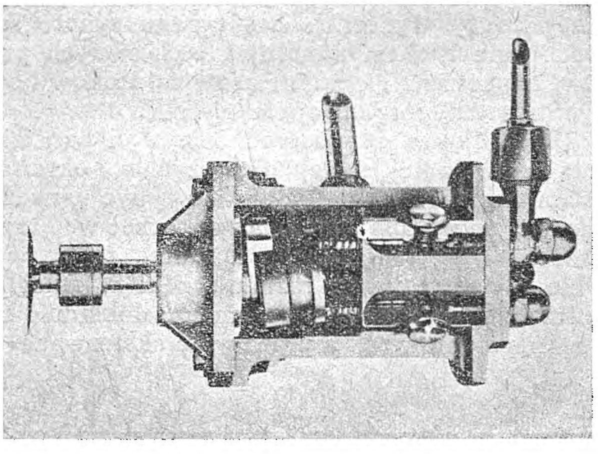
Wyroby	Jedn. miary	Rok 1946	Październik 1947	Listopad 1947	Od początku roku
Obrabiarki	szt.	1510	264	240	2342
Wagony towarowe nowe	„	4141	982	980	8386
„ towarowe i platformy specjalne	„	—	—	—	28
„ osobowe	„	5	15	13	90
„ wąskotorowe	„	—	50	50	440
„ cysterny	„	63	40	45	272
„ chłodnie	„	—	8	—	4
Parowozy nowe	„	152	18	17	184
„ tendrzaki	„	2	—	—	—
„ wąskotorowe	„	24	3	3	45
Tendry nowe	„	—	20	23	178
Rowery nowe	„	34166	5186	5925	74978
Maszyny do uprawy ziemi sprzeż.	„	127889	35774	29774	272813
„ „ siewu i sprzętu	„	9047	1043	674	8315
„ „ przygot. paszy	„	17590	3964	4093	42445
„ „ omłotu, czyszcz. ziarna i okopowych	„	11631	2052	1544	19807
„ i aparaty rolnicze inne	„	10069	2178	2162	17067
Odlewy	ton	71048	11283	11144	98917
Naczynia emaliowane	„	6764	797	557	6996
Wyroby z blachy	„	13848	1915,2	1854	18539,2
„ z drutu	„	38629	6027,9	5417	55261,9
Śruby i części kute	„	26150	3431	3172	31748
Konstrukcje żelazne	„	14125	1370,7	1320	14127,7
Kotły i zbiorniki	„	4776	318,5	307	3365,5
Poza tym Zakł. Ostrowieckie wykonały węglarek	szt	—	175	160	1700

PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH

Pompa hydrauliczna o napędzie tarczą skośną

Nowy typ pompki, skonstruowany w postaci zwartego zespołu napędowego, posiada bardzo szeroki zakres zastosowania. Wyrób tej pompy obejmuje całą serię wielkości znormalizowanych, dających ciśnienie robocze od 105 at do 422 at. Pompy te są dostosowane do bezpośredniego napędu silnikiem elektrycznym, lub spalinowym.

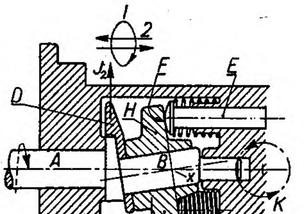
Mechanizm pompy nie zawiera korbowodów, trzewików ślizgowych, ani przegubów uniwersalnych (*Kardana*). Ruchy tłoków uzyskuje się w tym wypadku tylko przez bezpośredni ich styk z tarczą napędową. Ruch względny między tarczą, a tłokami polega na toczeniu, dzięki czemu nie występuje tarcie, ani też użycie części.



Rys. 1.

Działanie pompy.

Działanie pompy jest widoczne z rys. 1, przedstawiającego wykrój modelu, oraz z rys. 2, przedstawiającego schematyczny przekrój mechanizmu. Wałek napędowy *A* jest zakończony czopem *B*,



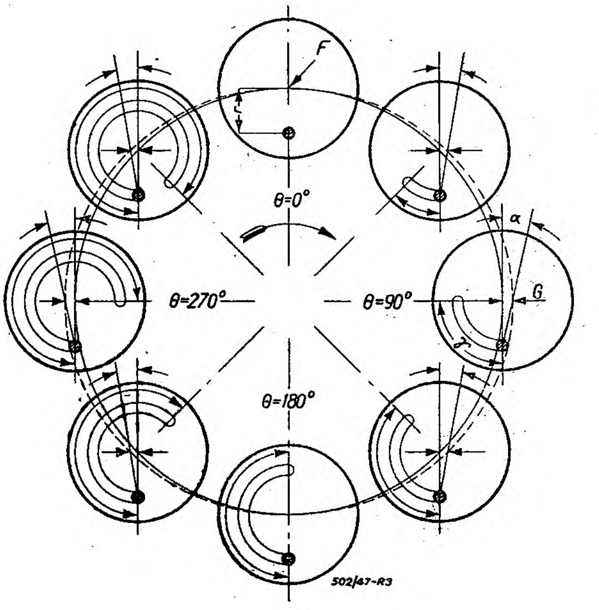
Rys. 2.

umieszczonym pod kątem do osi wałka. Na czopie *B* jest osadzona tarcza *C*. Tarcza ta może obracać się swobodnie dokoła czopa *B*. Z tyłu tarczy jest sztywno osadzona na wałku napędowym przeciwwaga *D*, dla wyważenia układu.

Płaszczyzna czoła skośnej tarczy przechodzi przez punkt *X*, który jest punktem przecięcia się osi wałka napędowego z osią skośnego czopa.

Tłoki *E* posiadają czoła kuliste, dociskane do tarczy podczas skoku ssącego, przy pomocy sprężyn.

Zrozumienie ruchu względnego tarczy i tłoków stanie się łatwiejsze przy założeniu, że tłoki wykonują ruch obrotowy, zaś wał napędowy jest nieruchomy — odwrotnie do rzeczywistych warunków pracy. Ruch względny tłoków i wałka w obu wypadkach będzie ten sam. Pod tym założeniem przedstawiono na rys. 3 osiem kolejnych położeń czoła jednego i tego samego tłoka, w czasie jednego obrotu.

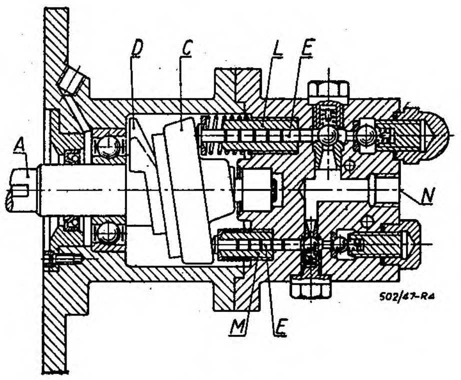


Rys. 3.

Górny obrazek tłoka odnosi się do jego położenia w zewnętrznym martwym punkcie, a punkt *F*, na rys. 3, przedstawia ślad osi tłoka na tarczy, w tym położeniu. Rzeczywisty punkt styku czoła tłoka z tarczą jest jednakże położony nieco niżej, w kierunku pionowym, na promieniu *r*, którego wielkość zależy od promienia kulistego czoła tłoka. Punkt ten jest oznaczony na rys. 3 kółkiem zakreskowanym.

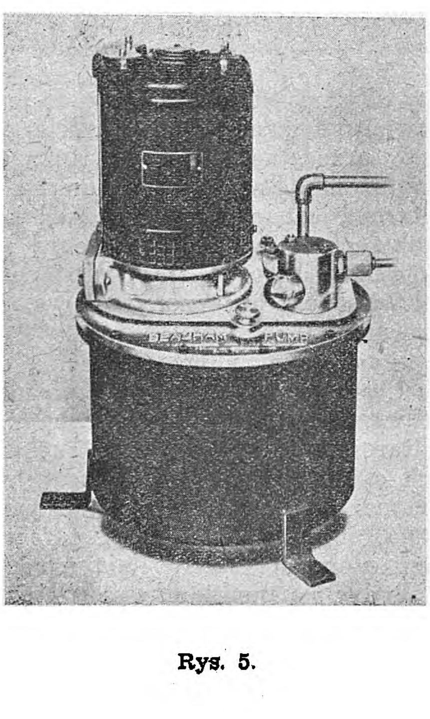
Przypuśćmy, że cylindry obracają się dokoła osi wałka w kierunku zgodnym z wskazówką zegara. Wówczas tarcie pomiędzy tłokami, a tarczą, zmusza tarczę do wykonywania ruchu zgodnego z ruchem cylindrów. Podczas obrotu dokoła osi wałka, zatacza oś tłoka koło, oznaczone na rys. 3 linią ciągłą, podczas gdy punkt *F* tarczy, zakreśla elipsę, oznaczoną na rysunku linią przerywaną. Pomiędzy obydwoma punktami występuje ruch względny, którego droga przedstawia się w dowolnym punkcie jako poziomy odstęp między torami koło-

wym, a eliptycznym. Odstęp ten oznaczono literą G. Podczas obrotu pochylenie tarczy pozostaje niezmienne, a punkt styczności tłoka z tarczą leży stale na linii pionowej przechodzącej przez środek tłoka i w tej samej odległości poniżej tłoka. Dzięki temu, droga ruchu względnego G leży zawsze pod kątem prostym względem promienia r. Wskutek tego ruch względny objawia się jako ruch wahliwy tłoka o kąt α. Z tego wynika, że ruch pomiędzy tymi dwiema powierzchniami jest oscylacją kątową, gdzie kąt α przedstawia wychylenie kątowe tłoka z położenia początkowego.



Rys 4.

Podczas gdy się odbywa opisany ruch wahliwy, punkt styczności tłoka z tarczą porusza się jednostajnym ruchem dokoła osi tłoka, przy czym kątowe wychylenie γ jego chwilowego położenia równa się w przybliżeniu kątowi obrotu θ cylindra dokoła osi wałka napędowego. Poprzednio opisany ruch wahliwy jest dostatecznie mały w porównaniu z kątem γ, dzięki czemu może być skompensowany przez naprężenia elastyczne samego materiału. Niezależnie od oscylacji kątowych tłoka w cylindrze, zachodzi również nieznaczny, ale ciągły ruch obrotowy tłoka, będący wyrównaniem



Rys. 5.

małych różnic długości pomiędzy obwodem styku na kulistym czole tłoka, a odpowiednią linią styku, zakreśloną na płaskim czole tarczy. Powyższy ruch obrotowy zachodzi pomiędzy tłokiem, a jego sprężyną i ma miejsce na końcu każdego skoku w momencie, gdy nacisk sprężyny jest najsłabszy.

W y w a ż e n i e u k ł a d u.

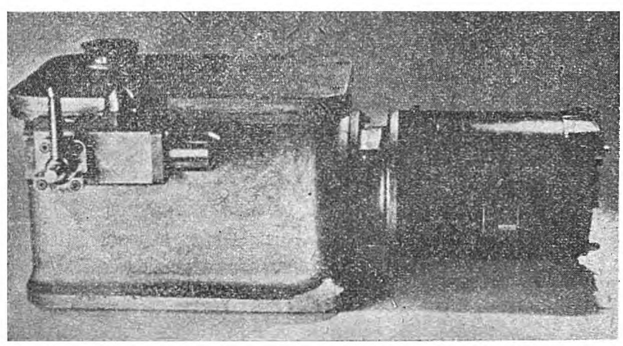
Drugim ważnym szczegółem w konstrukcji tego typu mechanizmu jest jego dynamiczne wyważenie.

Tarcza i współpracujące z nią ruchome części są wprawiane w ruch działaniem skośnego czopa a obracaniu się tarczy dokoła czopa zapobiega docisk, wywierany przez tłoki.

Ruch dowolnie obranego punktu H, Rys. 2, tarczy można rozłożyć na dwa ruchy składowe, a mianowicie — ruch obrotowy w płaszczyźnie prostopadłej do osi wałka napędowego, oraz ruch posuwisty zwrotny, w kierunku osi wałka.

Niech wypadkowa siła odśrodkowa, spowodowana ruchem obrotowym poszczególnych punktów masy tarczy, wynosi J_1, a siły bezwładności, spowodowane ruchem zwrotnym tych samych punktów, zsumowane z siłami masowymi tłoków i sprężyn, utworzą parę sił o wielkości K.

Wypadkowa siły odśrodkowej J_1 i para sił K leżą obie w tej samej płaszczyźnie, określonej osiami wałka i czopa, zatem mogą być wyważone siłą J_2, wywołaną pojedyńczym przeciwciężarem. Przeciwciężar ten jest tak dobrany, że $J_2 = J_1$. Obie siły są jednakże rozmieszczone w odległości potrzebnej do wywołania momentu dokładnie równego momentowi K, a przeciwnie skierowanego.



Rys. 6.

Mechanizm pompy.

Rys. 4 przedstawia przekrój podłużny przez pompę sześcio-cylindrową, normalnego typu. Z sześciu cylindrów, trzy posiadają średnicę większą, trzy zaś mniejszą. Wszystkie cylindry są połączone wspólnym wlotem N, lecz każda grupa cylindrów L i M, posiada osobny wylot (nie widoczny na rysunku). Obydwa wyloty są połączone ze specjalnym zaworem cztero-drogowym. W jednym położeniu tego zaworu, wszystkie cylindry są połączone za zbiornikiem (bieg luzem), w drugim położeniu tylko cylindry o dużej średnicy, w trzecim położeniu tylko cylindry o małej średnicy, wreszcie w czwartym położeniu obydwa systemy

cylindrów pracują. Dzięki takiemu układowi zaworu otrzymuje się dla jednej i tej samej pompy trzy różne wydajności i jedno położenie biegu luzem.

Cylindry są wkrecone w korpus pompy. Do każdej pompy przewidziano szereg cylindrów wymiennych o różnych średnicach. Zawory ssące i tłoczące są typu kulkowego jednakże ostatnio zastosowano zawory grzybkowe, jako zawory wlotowe. Pompy te są wyrabiane w szeregu wielkości, jako typy pojedyńczo i podwójnie działające. Inny typ o znacznie większej średnicy cylindrów został skonstruowany jako pompa o dwuch zakresach ciśnień.

Normalna ilość obrotów tych pomp wynosi 1500 na min. Przy tych obrotach pracują one spokojnie, bez pulsacji. Straty wskutek tarcia i nieszczelności są niezmiernie niskie, a sprawność ogólna wynosi 90 do 95%.

Dzięki wyważeniu dynamicznemu i nieobecności drgań pompa ta może pracować bez przytwierdzenia jej do fundamentu. Do korzystnych rozwiązań należy zaliczyć umieszczenie pompy wewnątrz zbiornika, rys. 5, lub układ poziomy, rys. 6. Obydwa te rozwiązania zawierają filtry i zawory zwrotne, ostatnie zaś rozwiązanie zawiera sterujący zawór zwrotny, przytwierdzony do boku zbiornika.

Omawiane pompy zostały skonstruowane z przeznaczeniem nie tylko do pras, lecz również do wielu innych celów, gdzie zachodzi konieczność kontroli działania zespołów hydraulicznych. I tak np. jeden z wyżej opisanych zespołów zastosowano do napędu 200-to tonowej prasy do rwania prób. W tym wypadku posiada pompa trzy grupy cylindrów które to rozwiazanie pozwala na uzyskanie siedmiu różnych wielkości wydajności, ułożonych w postępie arytmetycznym.

Pompa ta może również znaleźć zastosowanie i w innych wypadkach, jak np. do napędu silników hydraulicznych, małych sprężarek powietrznych, wreszcie do napędu chłodzarek.

Konstruktorem pompy jest *T. A. Peachaus* i wyrabiana jest przez firmę Oswald i Ridgeway Ltd. London.

S. S.

Na podstawie „The Engineer" July 1947.
Rysunki z Biura Informacji Naukowych British Council.

Spolaryzowane szkło okienne

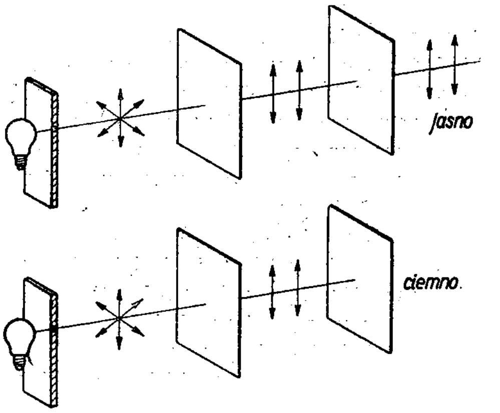
Niektóre ciała przezroczyste mają tę własność, że przepuszczają tylko te wiązki promieni, których drgania są równoległe do pewnej płaszczyzny. Zjawisko to, zwane polaryzacją, jest związane z różnokierunkową budową wewnętrzną kryształów, w których można wyróżnić uprzywilejowane kierunki.

Jeśli za pierwszą płytką polaryzacyjną umieścić drugą, to zależnie od wzajemnego położenia ich płaszczyzn polaryzacji można uzyskać: zupełne wygaszenie wiązki światła (położenie prostopadłe) — czyli nieprzezroczystość, przepuszczenie światła niemal bez strat — czyli przezroczystość i wreszcie wszystkie stopnie przezroczystości pośredniej. (Rys. 1).

Zjawiska te są dobrze znane od początku XIX w. i wyjaśnione od niemal 100 lat. Zastosowano je w licznych przyrządach pomiarowych, jednakże w życiu codziennym nie odegrały dotąd większej roli. Przyczyną tego był wysoki koszt wielkich kryształów sztucznych.

Sprawa uległa zasadniczej zmianie, gdy zdecydowano się jeden duży kryształ zastąpić mnóstwem kryształków mikroskopijnych, ułożonych w sposób uporządkowany na tafli przezroczystego materiału niepolaryzującego. Największą trudność nastręczała oczywiście sprawa owego uporządkowania. Obecnie stosuje się metodę następującą: arkusz z przezroczystego i rozciągliwego materiału plastycznego pokrywa się roztworem kryształków, następnie rozciąga się go, przez co kryształy układają się osią wzdłuż kierunku naprężeń, i w stanie naprężonym poddaje obróbce termicznej, czy chemicznej, której celem jest „zamrożenie" jednakowo zorientowanych kryształków. Tak „zamrożony" arkusz skleja się z okładkami z przezroczystego materiału w rodzaju celofanu.

Pomijając zastosowanie płyt spolaryzowanych do filmu i fotografii trójwymiarowych, od badań fotoelastycznych itp., autor artykułu omawia niektóre zastosowanie powyższych płyt w lotnictwie:



Rys. 1. Przepuszczanie światła przez dwie płytki polaryzowanego szkła w zależności od położenia i płaszczyzn polaryzacji.

Zabezpieczenie przeciwodblaskowe. Światło odbite od chmur i wody jest silnie spolaryzowane w płaszczyźnie poziomej. Używając na szyby okienek płatowca płyt pionowo spolaryzowanych, usuwa się szkodliwy odblask.

Szkolenie w ślepym lataniu. Jeśli dodatkowo do poprzedniego zaopatrzy się ucznia w okulary spolaryzowane poziomo, wówczas kontury krajobrazu będą ledwie widzialne, lecz instrumenty oświetlone światłem niespolaryzowanym pozostaną dobrze widoczne. Natomiast instruktor nie noszący okularów widzi tak przyrządy jak i krajobraz.

S z y b y o r e g u l o w a n e j p r z e z r o c z y s t o ś c i. Zaopatrując pionowo spolaryzowaną szybę w pokrętną płytę również spolaryzowaną, można dowolnie normować jasność wewnątrz kabiny.

Na marginesie artykułu warto przypomnieć ciekawy projekt amerykański z roku 1935 czy 1936-go. Proponowano mianowicie do latarni samochodowych i do szyb kierowcy używać wyłącznie szkła spolaryzowanego, pod kątem 45°. Łatwo sprawdzić, że w tych waruknach kierowca widzi dobrze nadeżdżający z przeciwka samochód w świetle własnej latarni, natomiast oślepiające światło latarni nadjeżdżającego samochodu jest dla kierowcy niemal zupełnie niewidoczne. Projekt upadł ze względu na wysoką cenę szkła spolaryzowanego w owym czasie i konieczności wzmocnienia latarń pojazdów (część światła się traci).

J. Od.

BIBLIOGRAFIA

Zbigniew Lutosławski „PRZEGLĄD ORGANIZACJI ZAKŁADU PRZEMYSŁOWEGO" Wydanie II. Nakładem Instytutu Naukowego Organizacji i Kierownictwa. A5 stron 20 + 13 tablic + 46 wzorów druków. Poznań 1947 r.

Szybkie wyczerpanie pierwszego nakładu i ukazanie się drugiego wydania książki p. Z. Lutosławskego p. t. „Przykład Organizacji Zakładu Przemysłowego" jest najlepszym dowodem potrzeby tego rodzaju wydawnictwa w obecnym okresie odbudowy zakładów przemysłowych i nastawiania ich pracy w myśl szeroko zakrojonych wytycznych planu trzyletniego. Uzyskanie tych zamierzeń będzie możliwym przede wszystkim dzięki należytemu zorganizowaniu pracy tych zakładów, dążącemu do zwiększenia wydajności i do usunięcia marnotrawstwa.

Cechą szczególną omawianej książki jest to, że nie zawiera ona ogólnych teoretycznych rozważań a natomiast przedstawia całość organizacji oraz przebieg wszystkich czynności związanych z działalnością jednego przykładowego zakładu przemysłowego mianowicie, fabryki wagonów „Lilpop, Rau i Loewenstein" w Warszawie.

Schemat organizacyjny tej wytwórni i wprowadzenie go w życie opracowane zostały przez znanego amerykańskiego organizatora Wallace Clarka, z którego prac i wskazówek korzystały na naszym terenie i inne duże zakłady, jak np. Starachowice.

Dziś niestety zakłady Lilpopa nie istnieją ku wielkiej szkodzie dla naszej gospodarki narodowej, jednak zwarcie i jasno opisana w omawianej książce ich organizacja może nadal służyć doskonałym wzorem należytego zharmonizowania i powiązania wszystkich czynności produkcyjnych.

Książka zawiera opis kolejnych czynności opracowywania budżetu, będącego podstawą planu gospodarczego wytwórni oraz bieżącej kontroli kosztów produkcji, następnie przyjmowania zapytań, opracowywania kosztorysów i ofert, przyjmowania zamówień, opracowywania planu wykonania zamówienia, wydawania zamówienia do wykonania na warsztacie, oraz czynności administracyjnych związanych z przebiegiem i kontrolą wykonania zamówienia. Ten ostatni dział obejmuje całość zagadnień związanych z techniką wystawiania i obiegu kart roboczych, obliczania robocizny, obliczania bieżących kosztów produkcji, ruchu materiałów i części w wytwórni oraz systemu pracy magazynów, odpowiedzialnych za przygotowanie na czas i dostarczanie materiałów do produkcji.

Opisy ilustrowane są licznymi tablicami i wykresami, przedstawiającymi przebieg dokumentów, związanych z poszczególnymi odcinkami pracy, oraz wzorami druków dla poszczególnych czynności.

Książka ta powinna znaleść się w ręku wszystkich pracowników odpowiedzialnych za kierownictwo naszych zakładów przemysłowych. Uwolni ona ich od szukania po omacku rozwiązań dla piętrzących się przed nimi bieżących zagadnień i da im gotowe wzory, które zdały w każdym razie swój egzamin życiowy i które trzeba będzie tylko dostosować do konkretnych warunków i potrzeb. Nie daje ona recept dla wszelkich wypadków jest jednak doskonałą kanwą wskazującą, jak w najprostszy i najskuteczniejszy, z gospodarczego punktu widzenia, sposób powinny być ze sobą związane poszczególne czynności w toku produkcji. Samodzielna analiza przedstawionego w książce przykładu rozwiązania organizacji zakładu przemysłowego pozwala pozatym z łatwością spostrzec ogólne podstawowe zasady organizacyjne.

inż. A. M.

Inż. K. Ochęduszko, „KOŁA ZĘBATE W PRZYSTĘPNYM ZARYSIE" Tom I. Konstrukcja. Format A5, stron XVI — 216, rysunków 123, tablic 24. Nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP.

Nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP ukazał się I tom książki znanego specjalisty z dziedziny kół zębatych inż. mech. Kazimierza Ochęduszko pod tytułem „Koła zębate w przystępnym zarysie", omawiający konstrukcję kół zębatych. W książce tej podane są ważniejsze zależności geometryczne zazębień, metody korekcji, zasady obróbki kół zębatych, ich obliczanie wytrzymałościowe, oraz niektóre rozwiązania konstrukcyjne. Zawiera ona dużo cennych wiadomości i danych niezbędnych dla konstruktorów kół zębatych. To też zasługuje na to, aby znajdować się w bibliotece każdego technika i inżyniera, zajmującego się budową maszyn.

Napisana jest ona naogół rzeczywiście przystępnie, i wiele dość skomplikowanych zagadnień jest w niej wyłożone w sposób prosty i łatwo zrozumiały. To cenne opracowanie nie jest jednak zupełnie wolne od pewnych, zresztą niezbyt zasadniczych usterek i braków. Należy tu wskazać na brak uzasadnień podawanych wzorów, co utrudnia czytelnikowi gruntowniejsze zrozumienie istoty zachodzących zjawisk i zależności. Np. na str. 59 nie została podana zasada wyprowadzenia wzoru na graniczną ilość zębów ze względu na podcięcie. Wzór (36). Ważne wzory (40) i (41) zostały podane również bez uzasadnienia. Może to skłaniać czytelników do bezkrytycznego ich stosowania, do czego zresztą zachęca ich przykład 10 na str. 64. Omawianego w tymże przykładzie koła o 25 zębach, o kącie przyporu 20° i w dodatku o niskim zębie korygować niema potrzeby, a nawet mogłoby to być szkodliwe. Gdyby koło to miało pracować z kołem kory-

gowanym, to korekcję należałoby przeprowadzić stosując się do tamtego właśnie koła, co zresztą jest omawiane dopiero w następnym rozdziale. Nie podał także autor granic stosowalności wzorów (40) i (41) na współczynnik przesunięcia zarysu. Przestrzega wprawdzie w kilku miejscach przed możliwością otrzymania zbyt ostrego zęba, lecz czytelnik nie ma możności tego sprawdzić.

Poważnym dość brakiem książki jest nieomówienie sposobu otrzymania luzu międzyzębnego. Pojęcie luzu międzyzębnego należało wprowadzić także przy omawianiu korekcji. Powinny być także podane normalne zarysy narzędzi, gdyż jest to punkt wyjścia przy wymiarowaniu kół zębatych. Na tablicach wymiarowania kół zębatych wymiar „G pom" należałoby stolerować w myśl tabeli podanej na str. 48.

W obliczeniach wytrzymałościowych, które sposobem ujęcia i wyższym poziomem odbiegają od reszty rozdziałów, podane jest nie dość ścisłe tłumaczenie zjawiska wykruszania się zęba *„pitting"* i brak omówienia zużycia powierzchni zębów oraz zjawisk zmęczeniowych. Na str. 180 dane jest obliczenie skrzynek przekładni na grzanie. Należy jednak zwrócić uwagę, że zalecony tam środek na zmniejszenie temperatury skrzynki, w postaci smarowania obiegowego, może być skuteczny tylko w wypadku dodatkowego chłodzenia smaru. Nasuwa się tu kilka uwag odnośnie użytej terminologii: termin „korekcja zazębienia" nie jest jasny, ponieważ autor na wstępie nie określa czy używa wyraz „zazębienie" w znaczeniu kinetycznego zjawiska przenoszenia ruchu z jednego koła na drugie, czy też w znaczeniu wzajemnego położenia zarysów zębów obu kół. Wprowadzenie symboli dla rodzajów „korekcji zazębienia" wydaje mi się zbędnym a w dodatku proponowane przez autora symbole nie przedstawiają w przejrzysty sposób, co mają wyrażać.

Termin „koła daszkowe" jest zanadto rozpowszechniony, aby go było warto zmieniać na „koła strzałkowe". W następnych wydaniach tej książki, które z pewnością ukażą się, należałoby podać obszerniej geometrię ewolwenty, a także z korzyścią dla czytelnika byłoby umieszczenie w treści książki, zapowiedzianych w przedmowie zależności kinematycznych.

Na zakończenie należy dodać, że pewne niedociągnięcia o których tutaj z obowiązku recenzenta wspominam, nie zmniejszają w niczym wartości znacznej ilości cennego materiału, zebranego w tej książce.

E. Habich.

H. E. Merrit „GEARS". A book of reference for engineers concerned with design, manufacture, application or maintenance of gear drivers. — Wydanie II, 140 x 210 mm, stron VIII+430, rys. 326 + tabl. 26 + wykresów 18, Pitman and Ltd London 1946.

Sygnalizujemy ukazanie się w Anglii w okresie wojny obszernej książki *H. E. Merrita* p. t. „Gears", której pierwsze wydanie wyszło z druku w roku 1942. W roku 1943 ukazała się poprawiona odbitka I-go wydania, a w roku 1946 uzupełnione i rozszerzone II wydanie.

Jak autor sam zaznacza we wstępie, artykuły i książki o kołach zębatych są tak liczne, różnorodne i w większości wypadków ujmujące różne bardzo specjalne zagadnienia, że posługujący się nimi gubią się w szczegółach i nie mogą zdobyć się na ogólny i jednolity pogląd na zagadnienie kół zębatych. Zadaniem jego książki jest właśnie stworzenie jednolitego ujęcia całości zagadnienia bez zagłębiania się w poszczególne jego specjalne odgałęzienia oraz sformułowanie niezbędnego szkieletu podstawowych zasad, wystarczających dla samodzielnego rozwiązywania poszczególnych specjalnych zagadnień. Autor twierdzi że konstrukcja i wykonanie kół i przekładni zębatych nie mogą być opierane tylko na gotowych receptach i wymagają w każdym wypadku odrębnej analizy i właściwego indywidualnego rozwiązania. W ujęciu książki położony jest nacisk na podkreślenie zjawisk i cech wspólnych dla różnego typu przekładni, a nie na wyodrębnianie ich różnic.

Jasne i zwięzłe ujęcie ogólnej „teorii" zazębień oraz kolejność wywodów są właśnie największą zaletą tej książki. Przy nauczaniu jakiejś dziedziny techniki lub odłamu nauk ścisłych trzeba przyjmować za punkt wyjścia pewne elementarne, a zarazem prymitywne fakty lub zjawiska, i na ich podstawie rozwijać dopiero tok wykładu. Po zagłębieniu się jednak w zagadnienia dochodzi się do takiego poziomu, że nawiązywanie przy dalszych rozważaniach do pierwotnych punktów wyjściowych staje się zbyt zawiłe i kłopotliwe, a studiujący zaczyna się gubić w szczegółach i nie może uchwycić ogólnego poglądu na całość. Dla dalszego uprawiania danej dyscypliny wiedzy przez „wtajemniczonych" koniecznym staje się przegrupowanie pojęć i przyjęcie za podstawę wyjściową pewnych faktów i zjawisk, które w wykładzie elementarnym były dopiero mozolnie wyprowadzane i uzasadniane. Wprowadza to nowy jasny, przejrzysty i zwarty układ zagadnień.

Taką książkę dla „wtajemniczonych w magię kół zębatych" jest właśnie praca *E. H. Me-rita,* ale jest ona przy tym bardzo „angielska". Cechuje ją doskonałe ujęcie zagadnień ogólnych z równoczesnym racjonalnym powiązaniem teorii z rzeczywistością i praktyką, a zarazem unikanie oderwanych abstrakcyjnych rozważań i niechęć nadawania skomplikowanym empirycznym wzorom jakiegoś nadmiernego znaczenia i czynienia z nich bezwzględnie obowiązujących reguł. W parze z tym idzie niechęć do wprowadzania ścisłej normalizacji, choć równocześnie autor opiera się na tradycjach i nawykach angielskiego przemysłu, nie zadając sobie trudu ich krytyki oraz analizy, czy inne rozwiązania nie byłyby słuszniejsze i lepsze. Szczegół ten znacznie obniża wartość tej książki z punktu widzenia potrzeb polskiego jej czytelnika, nie mniej jednak zapoznanie się z nią może nam dać bardzo dużo wartościowego materiału dla analizy i krytyki przyjętych u nas norm czy też nawyków w zakresie konstrukcji i wykonania kół zębatych.

Książka zaczyna się od klasyfikacji i uporządkowania mianownictwa przekładni zębatych, ustalenia znakowania i mianownictwa części składowych zazębienia oraz przyjęcia oznaczeń dla kierunków obrotów, kątów między osiami kątów pochylenia linii zębów i położenia osi. Słownictwo angielskie w zakresie kół zębatych jest znacznie bogatsze i jaśniejsze od polskiego co znacznie ułatwia klasyfikację i ustalenie mianowntcwa; jednakże autor nie jest całkowicie konsekwentny i dla przekładni stożkowych z zębami skośnymi przyjmuje nazwę *spiral bevel gear,* podczas gdy dla kół walcowych konsekwentnie wprowadza określenie *helical gear* przy przekładni czołowej i *spiral gear* przy przekładni śrubowej.

W następnym rozdziale ujmuje podstawę „geometrii" i „kinematyki" przekładni zębatych, określając pojęcia powierzchni tocznych i wspólnych płaszczyzn toczenia dla poszczególnych rodzajów przekładni i wiążąc z tym równocześnie pojęcia linii zębów.

Charakterystyczne jest, że w nomenklaturze swej autor nie rozróżnia pojęć powierzchni lub kół tocznych i podziałowych, używając tylko nazwy *pitch surface* lub *pitch circle*. Konsekwentnie też w dalszych rozdziałach stwierdza, że indywidualne koło zębate o ewolwentowym zarysie zębów nie ma ani określonego koła podziałowego, ani kąta przyporu, a jedynie tylko określone koło i podziałkę zasadnicze. O wymiarach zębów i ich zarysie decyduje położenie linii środkowej zębatki względem koła tocznego przy obróbce.

Następnie, po poglądowej analizie przebiegu zazębienia pary zębów, ustala pojęcie linii przyporu, ustala zasadę konieczności przechodzenia przez punkt podziałowy normalnej do zarysów zębów w punkcie zetknięcia i rozwija „geometrię" linii i powierzchni przyporu, omawiając w niej odrazu sprawy zazębienia punktowego i zjawiska podcinania zębów oraz wyprowadzając zasady doboru „rodzin" współpracujących ze sobą kół i pojęcie zębatek ramowych.

W dalszych rozdziałach omawia geometrię i kinematykę zarysów współpracujących ze sobą zębów, metodę obwiedniowego kształtowania zarysów zębów oraz zasadę działania i typu narzędzi do obwiedniowej obróbki kół zębatych wszystkich rodzajów przekładni.

We wszystkich dotychczasowych rozdziałach nic jeszcze nie mówi o samym geometrycznym kształcie zarysu zęba, ujmując dotychczas przedstawione zjawiska i reguły jako ogólne podstawowe teorie i teraz dopiero następuje rozdział pt. „Własności zarysów zębów wykonanych obwiedniowo zębatką o prostoliniowym zarysie". Własności te w odniesieniu do wszystkich rodzajów przekładni wyprowadza jako szczególne i przy tym najprostsze wypadki poprzednich reguł i omawia specjalne własności ewolwenty. Dalszy rozdział poświęcony jest bardzo szczegółowej geometrii ewolwenty, a ściślej mówiąc ewolwentowej powierzchni śrubowej.

Po omówieniu szczegółów konstrukcji i działania narzędzi do obróbki kół zębatych o zarysie ewolwentowym przechodzi do zagadnień wytrzymałościowych, które ujmuje w bardzo ciekawy sposób. Zaczyna od obszernego omówienia materiałów stosowanych do wyrobu kół zębatych i opisu zachowania się w pracy różnych rodzajów kół przekładni oraz występujących uszkodzeń i objawów zniszczenia lub zużycia powierzchni zębów, a następnie przystępuje do wyprowadzenia wzorów wytrzymałościowych na zginanie i na docisk, które określa jako wzory trwałości powierzchni zębów na zużycie. Przeprowadza bardzo dokładną analizę rozkładu sił przy określonym geometrycznym kształcie zęba i w zależności od stopnia pokrycia. Wspomina o metodzie obliczeń wytrzymałościowych *Buckinghama* doceniając w pełni wartość przeprowadzonych przez niego prób i doświadczeń, ale traktuje ją jako pięknie tylko wyglądający wzór, oparty na założeniach empirycznych i niepotrzebnie sprawiający wrażenie ścisłej reguły. Zamiast tego podaje wykresy współczynnika uwzględniającego naprężenia dynamiczne oraz zmęczenie, oparte na doświadczeniach autora i przedstawione w zależności od szybkości obwodowej oraz wymaganej długości okresu pracy obliczanej przekładni. Przy wyprowadzaniu wzoru na docisk opiera się na znanej metodzie *Herza*, ale odrzuca jako fikcję wielkość nacisku powierzchniowego i przekształca wzory *Herza* w odniesieniu do wielkości nacisku na jednostkę długości zęba oraz uwzględniając stopień pokrycia i miejsce występowania maxymalnego nacisku. Uzupełnia to współczynnikiem uwzględniającym szybkości obwodowe i długości okresu pracy.

Podaje następnie obszerną tabelę materiałów na koła zębate pg norm Brytyjskich z właściwościami wytrzymałościowymi oraz z dopuszczalnymi naprężeniami gnącymi i na docisk liniowy. I tu właśnie jest najcharakterystyczniejszy punkt podejścia autora do zagadnienia wytrzymałościowego obliczania kół zębatych: ani wielkości naprężeń obliczone ze wzorów przy danej wielkości przenoszonych sił, ani też maksymalne wartości siły, którą może przenosić dana przekładnia i która obliczona zostaje w założeniu podanych dla danego materiału dopuszczalnych naprężeń, nie przedstawiają czegoś konkretnego i występującego w rzeczywistości. Obliczenia te służą jedynie do porównania ze sobą zdolności do przenoszenia obciążeń przez koła o różnych wymiarach i kształtach i wykonane z różnych materiałów. Wzory te są więc tylko układem współczynników w odniesieniu do zębów o wymiarze „diameter pitch" = 1 i modułu 1" — co pozwala na stosowanie ich zarówno dla kół wymiarowanych pg D P jak i modułowych. Książka zawiera szereg wykresów tych współczynników, uzależniających wytrzymałość i trwałość od kształtu zębów, w funkcji ilości zębów obu współpracujących kół dla różnych rodzajów przekładni i obliczonych dokładnie dla kół o kącie przyporu 20° i przy zastosowaniu korekcji zaleconej przez autora w dalszym rozdziale. Wielkości dopuszczalnych naprężeń podane są przez autora na podstawie długoletnich doświadczeń angielskich wytwórni kół zębatych dla typowych przekładni wykonywanych z tych materiałów. Rozwiązania specjalne wymagają zastosowania odpowiednich współczynników bezpieczeństwa, które już konstruktor lub wytwórca musi ustalić na podstawie własnego doświadczenia.

W dalszym ciągu autor omawia sprawy smarowania przekładni zębatych i ich sprawność, a następnie wymiary i proporcje kół zębatych i zębów, biorąc za podstawę brytyjskie normy oraz przyjęte w Anglii znormalizowane zarysy narzędzi. Rozdział ten zawiera również omawianie szczegółów związanych z przekładniami wewnętrznymi oraz sprawę korekcji. Autor stoi na stanowisku, że korekcja powinna być stosowana nietylko dla uniknięcia podcinania zębów ale i dla wszystkich przekładni przy kącie przyporu 20°, w których suma zębów jest mniejsza od 60, dla uzyskania zarysów o korzystniejszych warunkach współpracy i dla wyrównania wytrzymałości zębów obu kół. Nie wdając się w szczegółowe uzasadnienia i obliczenia podaje bardzo proste empiryczne wytyczne wzory na wyznaczenie potrzebnej wielkości korekcji. Poza tym przy konstruowaniu ważnych i odpowiedzialnych przekładni o większej nawet ilości zębów zaleca przeprowadzenie dokładnej analizy, czy zastosowanie korekcji nie poprawiłoby warunków współpracy zębów. Jest to właśnie charakterystyczne dla stanowiska autora: „stosuj narzędzia, które są w powszechnym użyciu, bo one okazały się dostatecznie dobre w praktyce, ale nie czuj się związany normami jeżeli chodzi o samo koło zębate".

W dalszym rozdziale omawia błędy wykonania kół zębatych i ich dokładność, zasady pomiarów, bez wnikania w szczegóły przyrządów pomiarowych oraz brytyjskie tolerancje wykonawcze. Na zakończenie omawia wielkości i kierunki sił występujących w przekładniach, przekładnie planetarne, dając zwięzłą i jasną ich teorię jak również metody doboru kół dla wymaganych przełożeń. Podaje tu kilka ciekawych metod arytmetycznych,

nie wspomina jednak nic o logarytmicznych metodach doboru przełożenia, które pozwalają na szybsze i łatwiejsze obliczenie najdokładniejszego przełożenia.

Jak widzimy więc omawiana książka jest bardzo obszerna i ciekawa i choć pomija niektóre ważne, ale bardzo specjalne zagadnienia i nie odpowiada w całej swej rozciągłości panującemu u nas podejściu do produkcji kół zębatych, to stanowi ona dzieło bardzo cenne i pożyteczne dla nas fachowców z tej dziedziny.

inż. A. M.

CZASOPISMA NADESŁANE

„CZASOPISMO TECHNICZNE" Nr 9 — 10/47 zawiera m. in. artykuł: *prof. dr. inż. A. Langroda* „O hipotezach wytężenia" — nawiązujący do artykułów prof. *dr. inż. Z. Klębowskiego* („Czasopismo Techniczne" nr 8—10/46) i *prof. dr. inż. M. T. Hubera* („Przegląd Mechaniczny" nr 1/47). W dalszym ciągu zeszytu zamieszczone są prace: *inż. dra Witolda Nowackiego* „Drgania poprzeczne i wyboczenie układu ramowego jako problem łączny"; *inż. Władysława Kollisa* „Dotychczasowe koncepcje techniczne zagospodarowania Wisły", *inż. M. Mischkego* „Spłukiwany osadnik piasku", *inż. Romana Galikowskiego* „Przyrządy pomiarowe". Treść zeszytu zamykają „Kronika techniczna" i „Kronika stowarzyszeń technicznych".

Ukazał się nr. 12/47 czasopisma **„NAFTA"** miesięcznika poświęconego nauce, technice, statystyce oraz organizacji w polskim przemyśle naftowym. Zeszyt zawiera m. in. zakończenie obszernego artykułu *inż. Zdzisława Wilka* „Światowy przemysł naftowy". Artykuły *Stanisława Krimmera* „Rdzeniowanie przy wierceniu udarowym" *inż. J. O. Ostaszewskiego* „Oddzielacz piasku i gazu dla pomp wgłębnych" są sprawozdaniami z prac Instytutu Naftowego. Zeszyt zamyka statystyka, przegląd pracy zagranicznej i Dział sprawozdawczy.

Ostatnie zeszyty „**PRZEGLĄDU GÓRNICZEGO**" Nr 11/47 i Nr 12/47 zawierają między innymi następujące artykuły: *dr inż. Witold Budryk* „Wielkość próby węgla przeznaczonej do analizy sitowej", *inż. Witold Parysiewicz* „Odbudowa grubych pokładów o małym kącie nachylenia systemem warstw przekątnych" *inż.-mech. Janusz Dietrych* „Przemiany w dziedzinie zasad wzbogacania na osadzarkach" *inż.-górn. Stanisław Stefaniak* „Obliczanie kosztów produkcji energii elektrowni kopalnianej", *inż. Z. Kochanowski i inż. W. Buchner* „Kąt graniczny i kąt zataczania przy osiadaniu terenu", *Florian Śpiewak* „Inteligencja górnika i jego zdolność do pracy", *inż. Kazimierz Kwiatkowski* „Urządzenia przeładunkowe w portach Koźle i Gliwice" (Zeszyt nr 11/47) *prof. dr Karol Bohdanowicz* „Magnez", *dr Wiktor Załachowski* „Graficzna metoda oznaczania granic zapłonu gazów pożarowych", *inż.-górn. Władysław Jabłecki* „Przyczynek do walki z zaognieniem kopalń w Polsce", *prof. dr inż. Józef Zwierzycki* „Zagadnienie soli potasowych w Polsce", *inż.-górn. Władysław Żukowski* „Kruszce cynku i ołowiu w okolicy Sławkowa i Żurady". *inż.-górn. Andrzej Battaglia* „Rozwój i problemy przeróbki mechanicznej węgla w Wielkiej Brytanii", *inż. Feliks Zalewski* „Zużycie gruzu jako materiału budowlanego" (zeszyt nr 12/47). Poza artykułami głównymi „Przegląd Górniczy" obejmuje Dział Normalizacyjny, Kronikę, Przegląd prasy zagranicznej i statystykę.

„PRZEGLĄD BUDOWLANY" nr 10 — 11/47 zawiera m. in. następujące artykuły: *Czesław Klarner* „Problem mieszkaniowy w miastach Polskich", *Juliusz Goryński* „Zagadnienie budownictwa Ziem Odzyskanych", *Czesław Strzelecki* „Problemy budowy dworca śródmiejskiego w Warszawie". Znaczną część objętości zeszytu zajmują interesująco prowadzone stałe działy: Z kroniki stołecznej, Z doświadczeń i obserwacji, Niedyskrecje budowlane, Przegląd wydawnictwa i Życie budowlane.

„PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY" Zeszyt 9 — 10/47 zawiera, poza artykułami ściśle fachowymi, kilka prac poruszających zagadnienia ogólniejsze, interesujące ogół polskich techników. Wymieniamy tu m. in. artykuły: *Tadeusz Czaplicki* „Kronika", *inż. Kazimierz Straszewski* „Synteza odbudowy i osiągnięć w elektrotechnice polskiej w latach 1945 — 1947" *prof. dr inż. J. L. Jakubowski* „Państwowy Instytut Elektrotechniczny", *inż. L. Zienkowski* „Plan inwestycyjny przemysłu elektrotechnicznego na rok 1948".

„PRZEGLĄD ORGANIZACJI" nr 11/47 zamieszcza następujące artykuły: *inż. Witold Dębski* „Technika sprawozdawcza", *Władysław Baliński* „Jeszcze o sumarycznych w wykresach Gantta", *inż. Kazimierz Ossowski* „Przyczynki do organizacji pracy biurowej", *Florian Śpiewak* „Inteligencja i zdolność do pracy", *Wilhelm Bober* „Objaśnienia do schematu porównawczego", *Collator* „System *Hollerith* w nowej Polsce", *S. B.* „Karta pracy", *Jan Kujawski* „Porównywanie i kontrola miejsc i rodzajów kosztów na podstawie arkusza rozdzielczego", *inż. Zygmunt Puławski* „Bezpieczeństwo odbudowy i remontu", *Karol Jarosz* „Centralizacja czy decentralizacja w energetyce". Treść zeszytu uzupełniają działy: Z działalności Instytutu N. O. i K., Listy do Redakcji, Przegląd czasopism, Nowe książki.

Ostatnie zeszyty **„PRZEGLĄDU TECHNICZNEGO"** zawierają m. in. artykuły: *prof. dr W. Majewski* „Na marginesie artykułu „Fizyka techniczna w programie nauczania politechnik, szkół inżynierskich i uniwersytetów", *inż. T. Zboiński* „Historia rozwoju przemysłu papierniczego", *A. H. Bent* „Samoczynne napawanie kołków śrubowych", *inż. E. Bryjak* „Złącza metali ze szkłem". (zeszyt nr 22/47) *dr Juliusz Goryński* „Podstawy polityki budowlanej w świetle wytycznych planów inwestycyjnych", *inż. Witold Korewa* „Rola Centralnych Biur Konstrukcyjnych w przemyśle" Zeszyt zawiera tekst projektu ustawy o stopniu inżyniera w brzmieniu ustalonym przez Komisję Oświatową Sejmu (zeszyt nr 23—24/47). W obu omawianych zeszytach poza artykułami głównymi, znajdujemy liczne notatki zamieszczone w działach: Kronika, Wydawnictwa nadesłane, Z prasy zagranicznej.

Czasopismo **„TECHNIKA MORZA I WYBRZEŻA"** będące organem Morskiego Stowarzyszenia Technicznego w Gdańsku wydało obszerny zeszyt specjalny (nr 11—12/47, poświęcony polskim portom morskim. „Redakcja starała się tak dobrać materiał do tego numeru, by cykl artykułów w nim zamieszczony dał czytelnikom możliwie wyczerpujący obraz naszych portów, przedstawił zagadnienia techniczne stojące przed nimi i odsłonił perspektywy ich rozwoju na przyszłość. Poza tym każdemu z trzech naszych portów 1-szej klasy poświęcono obszerny artykuł o charakterze opisowym, zawierający plan portu" (z przedmowy Redakcji).

S. K.

TREŚĆ

CONTENTS

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — Warszawa

Kolegium redakcyjne: Prof. dr inż. Bohdan STEFANOWSKI, inż.-mech. Stanisław KUNSTETTER, inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI.

Redaktor działu odlewniczego: Prof. inż.-mech. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI.

Redaktor działu spawalniczego: Inż.-mech. Zygmunt DOBROWOLSKI.

Redaktor techniczny: inż. Adam MINCHEJMER.

Redaktor naczelny: Prof. inż. Edmund OSKA.

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Mickiewicza 18.

Redaktor przyjmuje czwartek 9—11 i sobota 14—16.

Administracja czynna poniedziałki, środy i piątki od 9 do 15.

Przedpłata kwartalna 400 zł. PKO Nr konta I 4665. tel. 8-29-85. Cena pojedyńczego zeszytu 150 zł.

Nr 1870 — Robotnicza Spółdzielnia Graficzna. W-wa, Targowa 80. — B-47078

M